



TUGAS AKHIR - TM141585

STUDI EKSPERIMEN UNJUK KERJA SISTEM
REFRIGERASI *SINGLE STATE* DENGAN
VARIASI *EXPANSION DEVICE*

SAIFUL MAULIDA IRSYAD
NRP 2114 105 045

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI EKSPERIMEN UNJUK KERJA SISTEM
REFRIGERASI *SINGLE STATE* DENGAN VARIASI
*EXPANSION DEVICE***

SAIFUL MAULIDA IRSYAD
NRP. 2114 105 045

Dosen Pembimbing:
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST., MT., Ph.D.

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**EXPERIMENTAL STUDIES OF THE SINGLE STATE
REFRIGERATION SYSTEM PERFORMANCE WITH
EXPANSION DEVICE VARIATION**

SAIFUL MAULIDA IRSYAD
NRP. 2114 105 045

Advisor Lecturer:
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST., MT., Ph.D

BACHELOR PROGRAMME
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**STUDI EKSPERIMEN UNJUK KERJA SISTEM
REFRIGERASI *SINGLE STATE* DENGAN VARIASI
*EXPANSION DEVICE***

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Saiful Maulida Irsyad

NRP. 2114 105 045

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.
NIP. 197105241997021001 (Pembimbing)
2. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.
NIP. 196505051990031005 (Penguji I)
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.
NIP. 196412281990031002 (Penguji II)
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.
NIP. 197301161997021001 (Penguji III)

SURABAYA

JULI, 2017

STUDI EKSPERIMEN UNJUK KERJA SISTEM REFRIGERASI *SINGLE STATE* DENGAN VARIASI *EXPANSION DEVICE*

Nama : Saiful Maulida Irsyad
NRP : 2114105045
Jurusan / Fakultas : Teknik Mesin / Fakultas Teknologi Industri
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.

ABSTRAK

Air conditioner/AC (pengkondisi udara) telah menjadi kebutuhan umum pada rumah tangga dan perkantoran di kota-kota besar seperti Surabaya. Pengkondisi udara sangat diperlukan karena Indonesia memiliki iklim tropis dan kondisi udara yang cenderung lembab. Sistem pendingin atau sistem refrigerasi adalah proses penurunan temperatur dengan cara pelepasan kalor dari suatu substansi dan pemindahan kalor ke substansi lainnya. Unjuk kerja AC dinyatakan oleh nilai COP, atau perbandingan efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator dengan kerja kompresor. Salah satu metode peningkatan unjuk kerja AC dengan memodifikasi alat ekspansi.

Alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain AC *split*, refrigeran R-22, pelumas *mineral base oil*. AC *split* yang tersusun dari sebuah *indoor unit* dan *outdoor unit* dirangkai dengan alat ekspansi berupa *Thermostatic Expansion Valve(TXV)* dan pipa kapiler, serta alat ukur berupa *flowmeter*, termokopel, dan *pressure gauge*. Pengambilan data dilakukan dengan menggunakan variasi alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler dengan beban evaporator (*low, medium, high*). Pada setiap variasi, pengambilan data dilakukan selama 1 jam dengan interval 5 menit. Hasil penelitian menunjukkan bahwa performa sistem refrigerasi yang telah dimodifikasi adalah COP

untuk kecepatan *fan low* dengan nilai 3,622 dengan penggunaan TXV dan 3,779 dengan penggunaan pipa kapiler, COP untuk kecepatan *fan medium* dengan nilai 3,707 dengan penggunaan TXV dan 3,913 dengan penggunaan pipa kapiler, dan COP untuk kecepatan *fan high* dengan nilai 3,764 dengan penggunaan TXV dan 3,439 dengan penggunaan pipa kapiler. Sedangkan HRR untuk kecepatan *fan low* dengan nilai 1,276 dengan penggunaan TXV dan 1,265 dengan penggunaan pipa kapiler, HRR untuk kecepatan *fan medium* dengan nilai 1,270 dengan penggunaan TXV dan 1,256 dengan penggunaan pipa kapiler, dan HRR untuk kecepatan *fan high* dengan nilai 1,291 dengan penggunaan TXV dan 1,266 dengan penggunaan pipa kapiler. Terjadi peningkatan COP dan HRR seiring dengan peningkatan beban pendinginan.

Kata kunci: Alat ekspansi, Beban evaporator, COP, Kompresor, Refrigeran

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE SINGLE STATE REFRIGERATION SYSTEM PERFORMANCE WITH EXPANSION DEVICE VARIATION

Name : Saiful Maulida Irsyad
Id Number : 2114 105 045
Advisor Lecturer : Ary Bachtiar K. P., ST., MT. Ph.D.

ABSTRACT

Air conditioner / air conditioner (air conditioner) has become a common requirement for households and offices in big cities such as Surabaya. Air conditioners are indispensable because Indonesia has a tropical climate and air conditions that tend to be moist. Cooling system or refrigeration system is the process of decreasing temperature by way of heat release from a substance and transfer of heat to other substance. The AC performance is expressed by the value of COP, or the ratio of the refrigeration effect that the evaporator produces to the compressor. One method of improving AC performance by modifying the expansion tool.

Tools and materials used in this study include air conditioning split, R-22 refrigerant, mineral base oil lubricant. The split air conditioner composed of an indoor unit and outdoor unit is coupled with expansion tools such as Thermostatic Expansion Valve (TXV) and capillary pipe, as well as measuring instruments such as flowmeter, thermocouple, and pressure gauge. The data were collected by using Thermostatic Expansion Valve (TXV) expansion tool and capillary pipe with evaporator load (low, medium, high). At each variation, data retrieval is performed for 1 hour at 5 min intervals.

The results show that the performance of refrigeration system that has been modified is COP for low fan speed with value 3,622 with the use of TXV and 3,779 with the use of capillary pipe,

COP for medium fan velocity with value 3,707 with use of TXV and 3,913 with use of capillary pipe, and COP for High fan speeds with a value of 3.764 with the use of TXV and 3,439 with the use of capillary pipes. While the HRR for low fan speed with the value of 1.276 with the use of TXV and 1,265 with the use of capillary pipes, HRR for medium fan velocity with a value of 1.270 with the use of TXV and 1.256 with the use of capillary pipes, and HRR for fan speed high with a value of 1.291 with the use of TXV and 1,266 with the use of capillary pipe. There is an increase in COP and HRR along with an increase in cooling load.

Keyword: Compressor, COP, Evaporator load, , Expansion device, Refrigerant

KATA PENGANTAR

Bismillaahirrahmaanirrahim.

Puji syukur saya panjatkan kehadiran Allah Subhanahuwata'ala karena dengan segala limpahan rahmat dan karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat memperoleh gelar sarjana teknik pada program studi S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Tugas akhir ini dapat terlaksana dan tersusun dengan baik atas kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc. Eng., Ph.D., selaku Ketua Departemen Teknik Mesin FTI-ITS yang selalu mendukung penulis untuk segera menyelesaikan pendidikan di kampus yang beliau pimpin.
2. Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra ST., MT., Ph.D. selaku dosen pembimbing yang selalu sabar dalam membimbing dan mengarahkan penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Eng. Prabowo, M.Eng., Prof. Sutardi, M.Eng, Ph.D., dan Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik membangun kepada penulis untuk kesempurnaan tugas akhir ini.
4. Seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTI-ITS atas pendidikan dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis selama ini.
5. Orangtua penulis, Bapak Drs. Saifuddin dan Ibu Mimin yang senantiasa mendoakan, mendukung dan menyemangati penulis selama proses penyelesaian tugas akhir ini.

6. Adik kandung penulis, Yunizar Cahyadin yang selalu mendoakan dan mendorong penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
7. Teman-teman seperjuangan angkatan Lintas Jalur angkatan 2014 yang senantiasa menemani, mendorong dan memotivasi penulis selama masa perkuliahan.
8. Ns. Tiara Rahmah Dini Hanjari, S.Kep., kekasih yang selalu mendoakan, memberikan dukungan dan semangat, memotivasi serta memacu penulis agar segera menyelesaikan masa studinya.
9. Mas Erdien dan Pak Minto yang membantu dalam perakitan hingga selesai dengan baik.
10. Teman-teman Laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara, khususnya Hairun, Karina, Alim dan Rini yang sama-sama berjuang untuk menyelesaikan tugas akhir dan memberikan dukungan selama penyusunan tugas akhir ini.
11. Teman-teman seperjuangan kuliah dan tugas akhir, khususnya Raditya, Ihsan, Andrian, Reza dan Yudi yang saling menyemangati dan membantu untuk mendapatkan gelar sarjana teknik.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu penulis dengan terbuka menerima saran dan kritik membangun dari berbagai pihak. Semoga penulisan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi berbagai pihak.

Surabaya, Agustus 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Sistematika Penulisan.....	3
BAB 2 DASAR TEORI.....	5
2.1 Siklus Kompresi Uap Standar	5
2.2 Siklus kompresi uap aktual.....	8
2.3 Komponen sistem refrigerasi.....	9
2.3.1 Kompresor	9
2.3.2 Kondensor	10
2.3.3 Alat ekspansi.....	11
2.3.4 Evaporator	13
2.4 Persamaan yang digunakan	14
2.5 Penelitian Terdahulu.....	19

2.5.1 Kaji Eksperimental Perbandingan Performansi Mesin Pendingin Kompresi Uap Dengan Menggunakan Pipa Kapiler dan Katup Ekspansi (Suryono & Hendri, 2009)	19
2.5.2 Pengaruh Katup Ekspansi Termostatik dan Pipa Kapiler Terhadap Temperatur dan Tekanan Pada Mesin Pendingin Siklus Kompresi Uap Menggunakan Refrigeran HCR-134a (Izzuddin, Azridjal & Rahmat, 2016)	21
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	25
3.1 Langkah Penelitian	25
3.1.1 Perumusan Masalah	25
3.1.2 Studi Literatur	25
3.1.3 Persiapan Peralatan	25
3.1.4 Pengambilan Data	25
3.1.5 Pengolahan Data	25
3.1.6 Mengamati dan Menganalisa Hasil Perhitungan	26
3.1.7 Pengaturan Beban Pendinginan	26
3.1.8 Pengambilan Kesimpulan	26
3.2 Diagram Alir Penelitian	27
3.3 Skema Peralatan Pengujian dan Komponen	28
3.3.1 Peralatan Pengujian	30
3.3.2 Langkah Pengujian	34
3.4 Analisis Data	37
BAB 4 ANALISA HASIL PERCOBAAN	39
4.1 Data Hasil Penelitian	39
4.2 Contoh Perhitungan	39
4.2.1 Properti Refrigeran	40
4.2.2 Laju Aliran Massa Refrigeran	41
4.2.3 Kerja aktual kompresor	42
4.2.4 Kerja isentropis kompresor	42

4.2.5 Efisiensi Isentropis Kompresor	42
4.2.6 Q evaporator	43
4.2.7 Q kondensor	43
4.2.8 <i>Heat Rejection Ratio</i> (HRR).....	43
4.2.9 <i>Coefficient of Performance</i> (COP)	43
4.3 Analisa Grafik	44
4.3.1 Analisa Grafik Aliran Massa Refrigeran.....	44
4.3.2 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator Terhadap Beban Pendinginan.....	45
4.3.3 Analisa Grafik Kapasitas Kondensor Terhadap Beban Pendinginan.....	46
4.3.4 Analisa Kerja Kompresor Terhadap Beban Pendinginan.....	47
4.3.5 Analisa Grafik Efisiensi Kompresor Terhadap Beban Pendinginan.....	48
4.3.6 Analisa Grafik <i>Heat Rejection Ratio</i> (HRR) Terhadap Beban Pendinginan.....	49
4.3.7 Analisa Grafik <i>Coefficient of Performance</i> (COP) Terhadap Beban Pendinginan.....	50
4.3.8 Diagram p-h Kecepatan Evaporator <i>Low</i>	51
4.3.9 Diagram p-h Kecepatan Fan Evaporator Medium.....	52
4.3.10 Diagram p-h Kecepatan <i>Fan</i> Evaporator <i>High</i>	53
BAB 5 PENUTUP	55
5.1 Kesimpulan.....	55
5.2 Saran	55
DAFTAR PUSTAKA	57
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi <i>indoor unit</i>	30
Tabel 2.2 Spesifikasi	31
Tabel 2.3 Komponen tambahan.....	32
Tabel 2.4 Tabel spesifikasi alat ukur.....	33
Tabel 3.1 Parameter penelitian.....	37
Tabel 4.1 Parameter analisis untuk contoh perhitungan.....	39

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Gambar siklus refrigerasi standar	6
Gambar 2.2 P-h diagram siklus kompresi uap standar	8
Gambar 2.3 T-s diagram siklus kompresi uap standar	8
Gambar 2.4 P-h diagram siklus kompresi uap aktual	9
Gambar 2.5 Kompresor refrigeran, (a) <i>reciprocating</i> , (b) <i>rotary</i> , (c) <i>scroll</i> , (d) <i>screw</i> (Sumber: Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 148-164)	10
Gambar 2.6 Kondenser	11
Gambar 2.7 <i>Thermostatic Expansion Valve (TXV)</i>	12
Gambar 2.8 Pipa kapiler	13
Gambar 2.9 Evaporator	14
Gambar 2.10 Gambar sistem kompresor isentropis	14
Gambar 2.11 Gambar sistem pada kompresor	15
Gambar 2.12 Gambar sistem pada kondensor	16
Gambar 2.13 Gambar sistem pada evaporator	17
Gambar 2.14 Bagan referensi pendinginan untuk pipa kapiler ...	18
Gambar 2.15 Grafik dampak pendinginan fungsi tegangan fan ..	20
Gambar 2.16 Grafik COP fungsi tegangan fan	21
Gambar 2.17 Temperatur fungsi waktu dengan penggunaan pipa kapiler	22
Gambar 2.18 Temperatur fungsi waktu dengan penggunaan katup ekspansi	22
Gambar 2.19 Grafik tekanan evaporator fungsi waktu dengan penggunaan pipa kapiler	23
Gambar 2.20 Grafik tekanan evaporator fungsi waktu dengan penggunaan katup ekspansi	24
Gambar 3.1 Skema peralatan	28
Gambar 3.2 <i>Indoor unit</i>	30
Gambar 3.3 <i>Outdoor unit</i>	31
Gambar 4.1 Grafik aliran massa refrigeran terhadap beban	44
Gambar 4.2 Grafik kapasitas evaporator terhadap beban	45
Gambar 4.3 Grafik kapasitas evaporator terhadap beban	46

Gambar 4.4 Grafik kerja aktual kompresor terhadap beban.....	47
Gambar 4.5 Grafik efisiensi kerja kompresor terhadap beban	48
Gambar 4.6 Grafik HRR terhadap beban	49
Gambar 4.7 Grafik COP terhadap beban.....	50
Gambar 4.8 P-h diagram pada beban <i>low</i>	51
Gambar 4.9 p-h diagram pada beban <i>medium</i>	52
Gambar 4.10 p-h diagram pada beban <i>high</i>	53

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Air conditioner/AC (pengkondisi udara) telah menjadi kebutuhan umum pada rumah tangga dan perkantoran di kota-kota besar seperti Surabaya. Pengkondisi udara sangat diperlukan karena Indonesia memiliki iklim tropis dan kondisi udara yang cenderung lembab. Sistem pendingin atau sistem refrigerasi adalah proses penurunan temperatur dengan cara pelepasan kalor dari suatu substansi dan pemindahan kalor ke substansi lainnya. Selain dapat menurunkan temperatur di dalam ruangan, pengkondisi udara juga dapat menyebabkan temperatur udara di luar ruangan meningkat akibat panas yang dilepaskan oleh kondensor.

Dalam sistem refrigerasi terdiri dari komponen kompresor, kondensor, alat ekspansi dan evaporator. Alat ekspansi berperan menurunkan tekanan refrigeran yang keluar dari kondensor dengan fase *sub-cooled* menjadi fase cair-jenuh ketika memasuki evaporator. Ada tiga jenis alat ekspansi yang biasa digunakan antara lain *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*, *Automatic Expansion Valve (AXV)* dan pipa kapiler. TXV dan AXV biasa digunakan untuk mesin pendingin dengan kapasitas menengah hingga besar, namun AXV saat ini sudah sangat jarang digunakan, sedangkan pipa kapiler biasa digunakan untuk mesin pendingin dengan kapasitas rendah atau *AC split*.

Telah dilakukan beberapa penelitian untuk membandingkan kinerja *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler. Suryono dan Hoten, 2009, melakukan penelitian perbandingan performa mesin refrigerasi kompresi uap dengan menggunakan pipa kapiler dan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan mendapat hasil performa dengan menggunakan TXV lebih baik daripada pipa kapiler. Siswanto 2010, melakukan penelitian perbandingan kinerja refrigerator dengan refrigeran R-22 dan MC-22 menggunakan TXV dan pipa kapiler dan mendapatkan hasil bahwa penggunaan TXV lebih hemat daya listrik dan COP yang dihasilkan relatif lebih baik daripada penggunaan pipa kapiler

Dalam studi eksperimen ini, penulis mencoba memodifikasi *AC split* dengan melakukan variasi pada komponen alat ekspansi dengan menggunakan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah berdasarkan latar belakang yang dibuat adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana perbedaan performa sistem refrigerasi *single state* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler?
2. Bagaimana pengaruh variasi beban evaporator terhadap performa sistem refrigerasi *single state* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler?

1.3 Tujuan

Berdasar pada rumusan masalah di atas, maka studi eksperimen ini memiliki tujuan sebagai berikut:

1. Menganalisa perbedaan performa dari sistem pendingin *single state* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler
2. Menganalisa pengaruh variasi beban evaporator terhadap performa sistem refrigerasi *single state* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler.

1.4 Batasan Masalah

Agar tujuan dari eksperimen ini dapat tercapai, maka ditentukan beberapa batasan masalah, yaitu:

1. Refrigeran yang digunakan adalah R-22
2. Sistem dalam keadaan tunak
3. Aliran tunak
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan
5. Tidak ada rugi-rugi energi dalam sistem

6. Semua alat ukur yang digunakan telah dikalibrasi
7. Alat ekspansi yang digunakan adalah pipa kapiler dengan diameter 0,064 inch dan panjang 51 inch
8. Evaporator dan kondensor yang digunakan adalah jenis *compact*
9. Studi eksperimen dilakukan dan pengambilan data dilakukan di Laboratorium Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara.

1.5 Sistematika Penulisan

Berikut adalah sistematika penulisan yang digunakan:

1. BAB 1 PENDAHULUAN
Bab ini berisikan latar belakang masalah, rumusan masalah, tujuan studi eksperimen, batasan masalah dan sistematika penulisan
2. BAB 2 DASAR TEORI
Bab ini berisikan teori yang digunakan sebagai dasar penyusunan laporan tugas akhir secara umum dan berhubungan dengan sistem refrigerasi secara khusus.
3. BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN
Bab ini berisikan tentang hal-hal yang berhubungan dengan studi eksperimen yang dilakukan. Antara lain spesifikasi peralatan yang digunakan, metode serta langkah-langkah kerja yang digunakan.
4. BAB 4 DATA DAN ANALISA HASIL
Bab ini berisikan data-data hasil eksperimen, contoh perhitungan, hasil eksperimen yang ditampilkan dalam bentuk grafik dan analisa hasil eksperimen
5. BAB 5 PENUTUP
Bab ini berisi kesimpulan yang diambil dari hasil analisa eksperimen dan saran-saran.

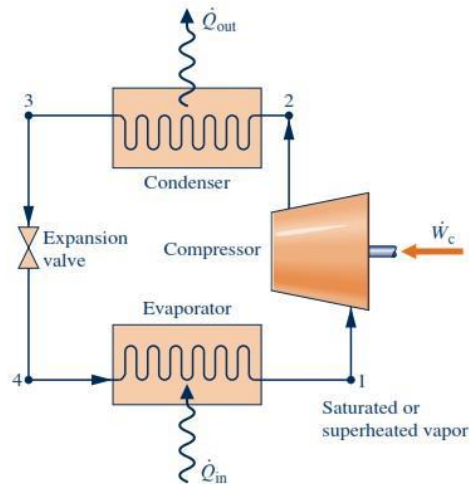
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2

DASAR TEORI

2.1 Siklus Kompresi Uap Standar

Siklus kompresi uap adalah sistem dimana fluida kerja mengalami proses penguapan dan pengembunan, serta proses kompresi dan ekspansi secara terus-menerus. Sistem pendinginan udara merupakan sistem yang memanfaatkan siklus kompresi uap standar. Fluida kerja yang biasanya digunakan untuk memindahkan panas dalam siklus refrigerasi adalah refrigeran. Refrigeran menyerap kalor dengan proses evaporasi dan membuang kalor ke ruangan lain dengan proses kondensasi. Pada sistem ini terdapat dua alat penukar panas. Alat penukar panas yang pertama evaporator yang berfungsi menyerap panas dari ruangan dan memindahkannya ke fluida kerja (refrigeran). Alat penukar panas yang kedua adalah kondensor yang berfungsi untuk memindahkan panas yang diterima oleh fluida kerja ke udara luar. Siklus kompresi uap standar yang diaplikasikan pada sistem pendinginan udara standar terdiri dari empat komponen utama, komponen-komponen tersebut bekerja secara bersama-sama membentuk suatu proses yang berulang (siklus) dengan refrigeran sebagai media yang digerakkan. Siklus kompresi uap standar pada sistem pendinginan udara standar bisa digambarkan sebagai berikut:



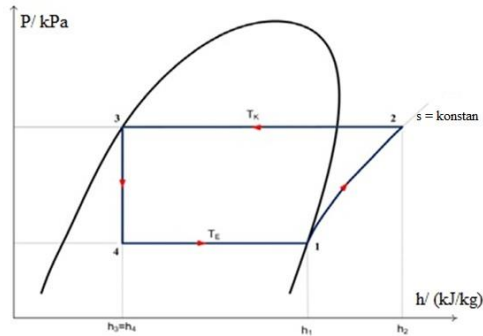
Gambar 2.1 Gambar siklus refrigerasi standar

Proses-proses yang membentuk daur kompresi uap standar adalah sebagai berikut:

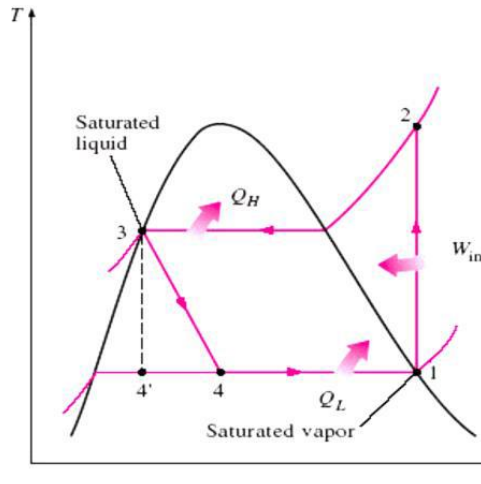
- Proses 1-2: Refrigeran berfasa uap-jenuh ditekan oleh kompresi hingga menjadi uap bertekanan tinggi dan berubah fasa menjadi *superheated*. Hal tersebut diikuti dengan kenaikan temperatur pada refrigeran dan proses ini terjadi secara isentropik (entropi konstan)
- Proses 2-3: Uap refrigeran dalam kondisi fasa *superheated* tersebut akan masuk melewati kondensor dan mengalami pendinginan yang mengakibatkan terjadinya perubahan fasa pada refrigeran menjadi fasa cair-jenuh. Proses pendinginan tersebut terjadi secara isobarik (tekanan konstan). Proses pendinginan terjadi karena adanya pertukaran

- panas dari dalam kondensor dengan udara luar atau air pendingin.
- Proses 3-4: Referigeran berfasa cair-jenuh tersebut masuk ke dalam katup ekspansi. Ekspansi terjadi melalui *throttle* secara isoenthalpi (entalpi konstan). Ekspansi mengakibatkan penurunan tekanan juga temperatur dan membuat referigeran berubah fasa menjadi campuran uap-cair.
- Proses 4-1: Referigeran berfasa campuran uap-cair akan menguap karena perpindahan panas. Pada umumnya udara dari ruang yang akan dikondisikan dihembuskan menggunakan fan melewati koil pendingin yang berisi referigeran. Panas dari udara tersebut dipindahkan dari udara ke koil yang mengakibatkan referigeran berfasa campuran uap-cair berubah fasa menjadi uap jenuh. Sementara udara yang keluar dari evaporator bertemperatur lebih rendah dari sebelumnya karena perpindahan panas.

Referigeran berfasa uap jenuh tersebut kemudian dihisap oleh kompresor dan begitu seterusnya hingga terjadi keseimbangan termal pada ruangan. Berikut di bawah ini merupakan diagram p-h dan diagram T-s dari siklus kompresi uap standar:



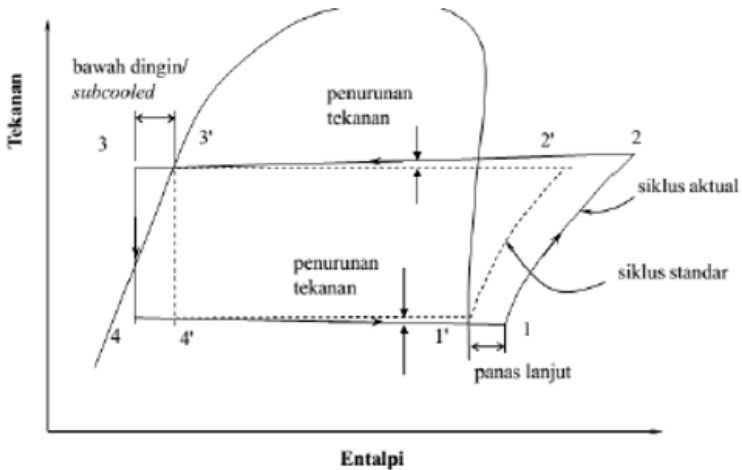
Gambar 2.2 P-h diagram siklus kompresi uap standar



Gambar 2.3 T-s diagram siklus kompresi uap standar

2.2 Siklus kompresi uap aktual

Daur kompresi uap yang sebenarnya (aktual), berbeda dari siklus standar (teoritis). Perbedaan terletak pada penurunan tekanan dalam kondensor dan evaporator, dalam fase subcooled, refrigeran yang meninggalkan kondensor dan dalam fase superheated meninggalkan evaporator.



Gambar 2.4 P-h diagram siklus kompresi uap aktual

Dari gambar 2.4 terlihat bahwa siklus standar tidak mengalami penurunan tekanan pada kondensor dan evaporator, sedangkan pada siklus aktual terjadi penurunan tekanan yang disebabkan oleh adanya friksi. Oleh karena itu penurunan tekanan tersebut menyebabkan proses kompresi yang terjadi antara titik 1-2 membutuhkan kerja yang lebih jika dibandingkan dengan siklus standar. Maka siklus kompresi uap aktual mengalami penurunan efisiensi dibandingkan dengan siklus uap standar.

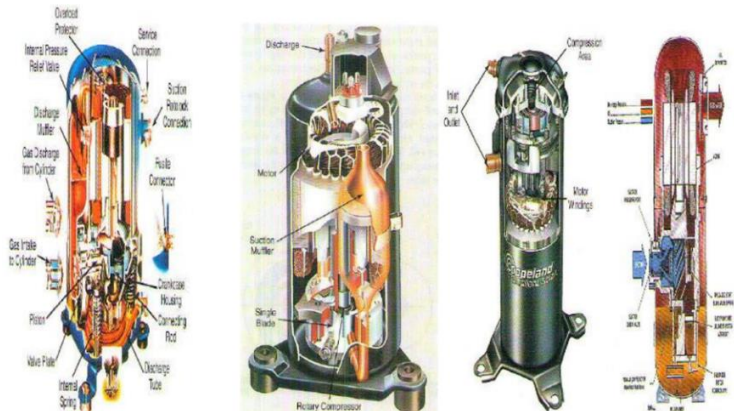
2.3 Komponen sistem refrigerasi

Sistem refrigerasi *single state* memiliki empat komponen yang berfungsi untuk menjalankan siklus refrigerasi secara terus menerus. Komponen-komponen tersebut adalah:

2.3.1 Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap uap refrigeran bertekanan rendah dari evaporator dan mengkompresinya menjadi uap bertekanan tinggi sehingga uap akan tersirkulasi. Dengan adanya proses kompresi maka terjadi perbedaan tekanan tekanan

antara sisi hisap (*suction*) dan sisi keluar (*discharge*) yang menyebabkan refrigeran dapat mengalir dalam sistem. Berdasarkan konstruksinya, maka kompresor dapat dibagi menjadi lima macam, yaitu kompresor torak (reciprocating), kompresor putar (rotary), kompresor sekrup (screw), kompresor gulung (scroll), dan kompresor sentrifugal (centrifugal).



Gambar 2.5 Kompresor refrigeran, (a) reciprocating, (b) rotary, (c) scroll, (d) screw (Sumber: Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 148-164)

2.3.2 Kondensor

Kondensor menkondensasikan uap refrigeran yang mengalir dari kompresor. Dalam kondensor, refrigeran yang masuk dalam fasa *superheated* berubah menjadi berfasa cair-jenuh pada tekanan konstan. Dalam proses kondensasi terjadi pelepasan kalor dari dalam sistem menuju lingkungan.



Gambar 2.6 Kondenser

2.3.3 Alat ekspansi

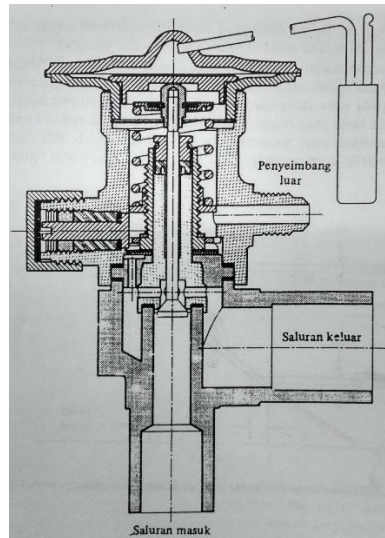
Alat ekspansi berfungsi untuk mengekspansikan atau menurunkan tekanan refrigeran yang keluar dari kondenser dan berfasa cair-jenuh menjadi berfasa uap-cair. Ada beberapa alat ekspansi dalam sistem refrigerasi, yaitu:

2.3.3.1 *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*

Thermostatic Expansion Valve (TXV) adalah alat ekspansi yang paling sering digunakan dalam sistem refrigerasi kapasitas menengah. Penggunaan nama TXV kurang tepat digunakan karena pengendalian katup tidak dikendalikan oleh temperatur di dalam evaporator, tetapi oleh besarnya derajat *superheated vapour* yang meninggalkan evaporator.

Yang mengendalikan bukaan dari TXV adalah *sensing bulb* (bola peraba). *Sensing bulb* diisi dengan refrigeran yang sejenis dengan refrigeran yang digunakan di dalam sistem. Fluida di dalam bola peraba disebut dengan *power fluid*. Bola peraba ini ditempelkan pada pipa saluran keluar evaporator yang mendekati sisi hisap dari kompresor. Tekanan dari fluida ini memberikan dorongan dari sisi atas diafragma sedangkan tekanan evaporator menekan dari arah bawah. Terdapat sebuah pegas pada tangkai katup yang memberikan sedikit gaya ke atas agar katup tetap tertutup sehingga membutuhkan tekanan yang lebih tinggi dari

tekanan dari arah atas diafragma untuk mengatasi gaya pegas dan tekanan evaporator. Agar tekanan di atas diafragma lebih tinggi maka *power fluid* harus memiliki temperatur lebih tinggi dari temperatur jenuh di dalam evaporator. Untuk itu, *power fluid* ditempelkan pada pipa saluran keluar evaporator yang mendekati sisi hisap yang memiliki temperatur *superheated* untuk mencapai tekanan yang dibutuhkan untuk mendorong *push rod* dan membuka *orifice*.



Gambar 2.7 *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*

2.3.3.2 Capillary Pipe (Pipa Kapiler)

Pipa kapiler adalah alat ekspansi sederhana yang memiliki bukaan konstan. Penurunan tekanan dalam pipa kapiler terjadi karena dua faktor. Pertama, refrigeran harus mampu mengatasi tahanan gesek yang disebabkan oleh dinding pipa, sehingga hal ini menyebabkan penurunan tekanan. Refrigeran cair yang mengalami evaporasi ke fase campuran cair dan uap akan mengurangi tekanannya. Massa jenis uap lebih ringan dari cairan, sehingga massa jenis rata-rata refrigeran akan turun saat mengalir di dalam pipa. Kedua, laju aliran massa dan diameter pipa

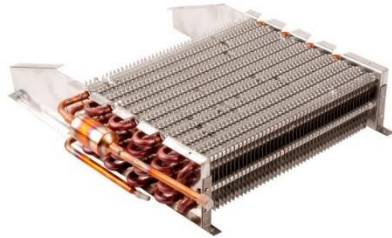
(termasuk luas) adalah konstan, sehingga kecepatan refrigeran akan meningkat. Peningkatan kecepatan atau percepatan refrigeran akan mengakibatkan penurunan tekanan. Namun setelah pipa kapiler dengan diameter dengan panjang tertentu dipasang pada sistem pendingin, laju aliran massa yang melaluinya akan berbeda-beda sedemikian rupa sehingga total penurunan tekanan yang melaluinya cocok dengan perbedaan tekanan antara kondensor dan evaporator. Laju alir massanya benar-benar tergantung pada perbedaan tekanan yang melewatinya, pipa kapiler tidak dapat menyesuaikan dirinya dengan adanya variasi beban efektif.



Gambar 2.8 Pipa kapiler

2.3.4 Evaporator

Evaporator berfungsi sebagai alat pertukaran panas dari lingkungan. Perpindahan kalor tersebut terjadi saat refrigeran yang mengalir pada evaporator yang memiliki temperatur yang lebih rendah dari temperatur lingkungan, sehingga panas dari lingkungan akan berpindah ke refrigeran yang memiliki temperatur yang lebih rendah. perpindahan kalor dari lingkungan ke refrigeran membuat entalpi refrigeran meningkat dan refrigeran berubah fasa dari campuran uap-cair menjadi uap jenuh.

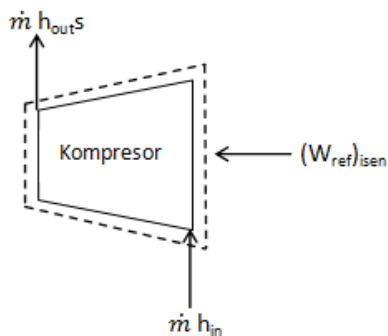


Gambar 2.9 Evaporator

2.4 Persamaan yang digunakan

1. Kerja isentropis kompresor

Kerja isentropis kompresor adalah proses kompresi ideal kompresor secara termodinamika untuk menaikkan tekanan refrigeran agar dapat bersirkulasi di dalam sistem.



Gambar 2.10 Gambar sistem kompresor isentropis

$$(\dot{W}_{comp})_{isen} = \dot{m}_{ref} (h_{outS} - h_{inScomp}) \dots \dots \dots (2.1)$$

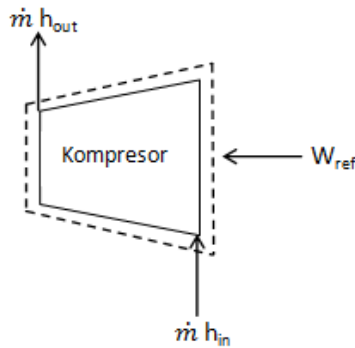
Dimana:

$$(\dot{W}_{comp})_{isen} = \text{Kerja isentropis kompresor (kW)}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ref} &= \text{Laju aliran massa refrigeran (kg/s)} \\ h_{out} - h_{in} &= \text{Selisih entalpi refrigeran (kJ/kg)}\end{aligned}$$

2. Kerja Nyata Kompresor

Kerja nyata kompresor adalah kerja yang diperlukan kompresor secara termodinamika untuk menaikkan tekanan refrigeran agar dapat bersirkulasi di dalam sistem.



Gambar 2.11 Gambar sistem pada kompresor

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_{out} - h_{in}) \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana:

\dot{W}_{comp} = Kerja nyata kompresor (kW)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

$h_{out} - h_{in}$ = Selisih entalpi refrigeran (kJ/kg)

3. Efisiensi isentropis kompresor

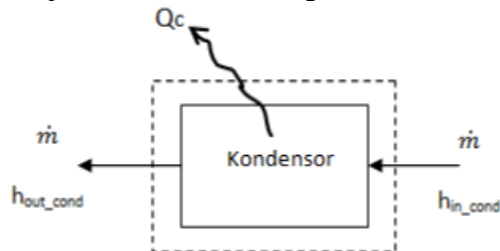
Efisiensi kompresor untuk sistem dalam persen didefinisikan sebagai berikut:

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}, \text{ kJ/kg}}{\dot{W}_c, \text{ kJ/kg}} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \times 100\% \dots \dots \dots (2.3)$$

4. Laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_{ref})
 Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan membagi kerja kompresi dengan perubahan entalpi masuk dan keluar kompresor.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{W_{comp}}{h_2 - h_1} \quad (\text{kg/s}) \dots \dots \dots (2.4)$$

5. Kapasitas kondensor (Q_{kond})
 Kapasitas kondensor adalah besarnya panas yang dilepaskan per satuan massa refrigeran.



Gambar 2.12 Gambar sistem pada kondensor

$$Q_c = \dot{m}_{ref} (h_{in\ cond} - h_{out\ cond}) \quad (\text{kW}) \dots \dots \dots (2.5)$$

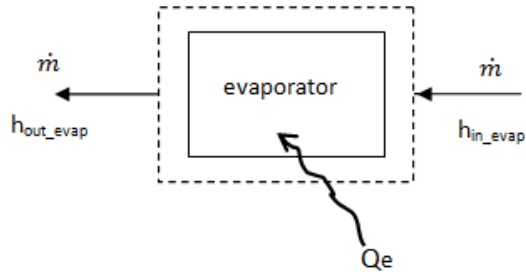
Dimana:

Q_c = Kapasitas kondensor (kW)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

$h_{in\ cond} - h_{out\ cond}$ = Selisih entalpi refrigeran (kJ/kg)

6. Kapasitas Evaporator
 Kapasitas evaporator adalah besarnya panas yang diserap per satuan massa refrigeran.



Gambar 2.13 Gambar sistem pada evaporator

$$Q_e = \dot{m}_{ref} (h_{out_{evap}} - h_{in_{evap}}) \text{ (kW)} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana:

Q_e = Kapasitas evaporator (kW)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

$h_{out} - h_{in}$ = Selisih entalpi refrigeran (kJ/kg)

7. *Heat Rejection Ratio (HRR)*

Heat Rejection Ratio (HRR) adalah rasio pelepasan panas yang bisa dilepaskan oleh sistem.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_e} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{\dot{m}(h_1 - h_4)} \dots \dots \dots (2.7)$$

8. COP Aktual Sistem Refrigerasi

Perhitungan COP pada sistem refrigerasi AC *Split* dapat dilakukan sebagai berikut:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \dots \dots \dots (2.8)$$

Dimana:

\dot{Q}_e = Kapasitas evaporator (kW)

\dot{W}_{comp} = Kerja nyata kompresor (kW)

9. Pemilihan pipa kapiler

H.P.	LOW		MED		HIGH	
R12 / R416A						
1/8	TC-26	110"	TC-26	84"	TC-26	48"
1/6	TC-26	71"	TC-31	96"	TC-31	72"
1/5	TC-31	54"	TC-31	36"	TC-31	24"
1/4	TC-31	43"	TC-42	90"	TC-42	60"
1/3	TC-42	93"	TC-42	72"	TC-42	36"
1/2	TC-49	96"	TC-49	48"	TC-64	90"
3/4	TC-49	60"	TC-64	92"	TC-64	72"
1	TC-49	36"	TC-64	84"	TC-64	54"
1-1/2	TC-64	84"	TC-64	60"	TC-64	43"
2	TC-64	55"	TC-64	40"	TC-64	26"
R134A / R401A / R401B / R406A, R409A / R500						
1/8	TC-26	121"	TC-26	92"	TC-26	53"
1/6	TC-26	78"	TC-31	106"	TC-31	79"
1/5	TC-31	59"	TC-31	39"	TC-31	26"
1/4	TC-31	47"	TC-42	99"	TC-42	66"
1/3	TC-42	102"	TC-42	79"	TC-42	39"
1/2	TC-49	105"	TC-49	52"	TC-64	99"
3/4	TC-49	66"	TC-64	101"	TC-64	79"
1	TC-49	39"	TC-64	92"	TC-64	59"
1-1/2	TC-64	92"	TC-64	66"	TC-64	47"
2	TC-64	61"	TC-64	44"	TC-64	29"
R22						
1/8	TC-26	132"	TC-26	101"	TC-26	58"
1/6	TC-26	86"	TC-31	116"	TC-31	86"
1/5	TC-31	64"	TC-31	42"	TC-31	28"
1/4	TC-31	51"	TC-42	109"	TC-42	72"
1/3	TC-42	112"	TC-42	87"	TC-42	43"
1/2	TC-49	115"	TC-49	57"	TC-64	109"
3/4	TC-49	72"	TC-64	111"	TC-64	87"
1	TC-49	42"	TC-64	101"	TC-64	65"
1-1/2	TC-64	101"	TC-64	72"	TC-64	51"
2	TC-64	67"	TC-64	48"	TC-64	32"

Gambar 2.14 Bagan referensi pendinginan untuk pipa kapiler

Pada eksperimen ini penulis menggunakan tabel sebagai dasar acuan untuk menentukan panjang dan diameter pipa kapiler yang didapat dari JB (*Just Better*) Company. JB (*Just Better*) Company adalah perusahaan yang memproduksi peralatan dan instrumen untuk keperluan industri HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) yang profil lengkapnya dapat dilihat pada website <http://www.jbind.com>

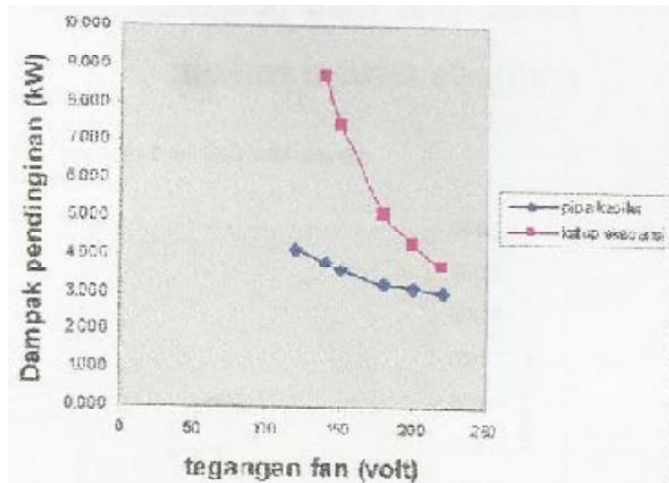
Tabel yang digunakan adalah tabel “*Application and Engineering Data Copper Capillary Tubing for Refrigeration and Air-Conditioning*”

Sesuai dengan spesifikasi kompresor yang digunakan dalam sistem pendingin dalam penelitian ini yaitu 1,5 HP dan tingkat pembebanan yang dipilih oleh penulis adalah pembebanan *HIGH*. Maka sesuai dengan tabel di bawah ini ukuran diameter dan panjang yang didapatkan masing-masing adalah 0,064 inch dan 52 inch.

2.5 Penelitian Terdahulu

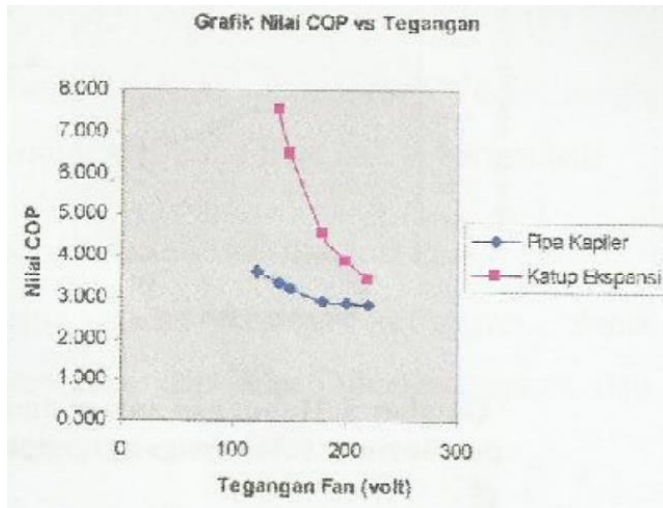
2.5.1 Kaji Eksperimental Perbandingan Performansi Mesin Pendingin Kompresi Uap Dengan Menggunakan Pipa Kapiler dan Katup Ekspansi (Suryono & Hendri, 2009)

Penelitian yang dilakukan oleh Suryono dan Hendri adalah membandingkan performa mesin pendingin dengan menggunakan pipa kapiler dan katup ekspansi. Eksperimen dilakukan menggunakan *air conditioner trainer* yang terdiri dari kompresor *reciprocating* hermetik, kondensor dan evaporator jenis *finned-tube heat exchanger* berbahan dasar tembaga, serta TXV dan pipa kapiler.



Gambar 2.15 Grafik dampak pendinginan fungsi tegangan fan

Perbandingan performa sistem dengan penggunaan pipa kapiler dan katup ekspansi diamati dengan variasi tegangan fan 120, 140, 150, 180, 200 dan 220 volt. Hasil eksperimen menunjukkan energi yang diserap dengan penggunaan katup ekspansi dapat mencapai kapasitas yang lebih tinggi daripada pipa kapiler. Dimana dengan penggunaan pipa kapiler nilai yang dicapai berkisar antara 3,03-4,1 kW, sedangkan dengan katup ekspansi nilai dampak pendinginannya antara 3,74-8,74 kW.

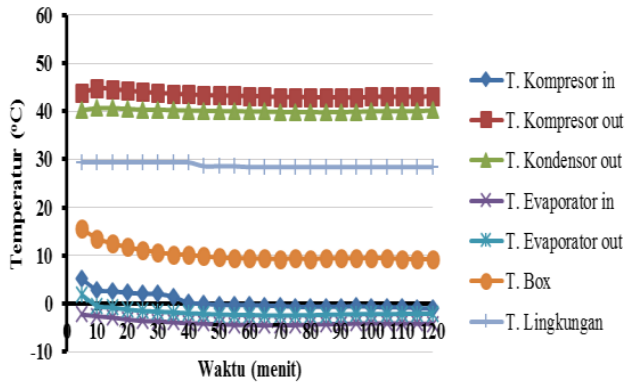


Gambar 2.16 Grafik COP fungsi tegangan fan

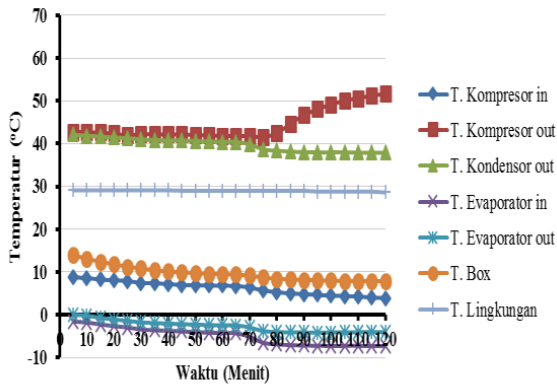
Kemudian pada grafik COP fungsi tegangan fan di atas menunjukkan bahwa COP yang dicapai dengan penggunaan katup ekspansi lebih tinggi dibandingkan dengan pipa kapiler. Dimana nilai COP dengan penggunaan katup ekspansi mencapai nilai antara 3,41-7,53, sedangkan dengan pipa kapiler mencapai nilai 2,82-3,6.

2.5.2 Pengaruh Katup Ekspansi Termostatik dan Pipa Kapiler Terhadap Temperatur dan Tekanan Pada Mesin Pendingin Siklus Kompresi Uap Menggunakan Refrigeran HCR-134a (Izzuddin, Azridjal & Rahmat, 2016)

Penelitian yang dilakukan oleh Izzuddin, Azridjal & Rahmat adalah untuk mengetahui pengaruh katup ekspansi dan pipa kapiler pada mesin pendingin siklus kompresi uap menggunakan refrigeran HCR-134a terhadap perubahan temperatur dan tekanan yang terjadi pada sistem pendingin.

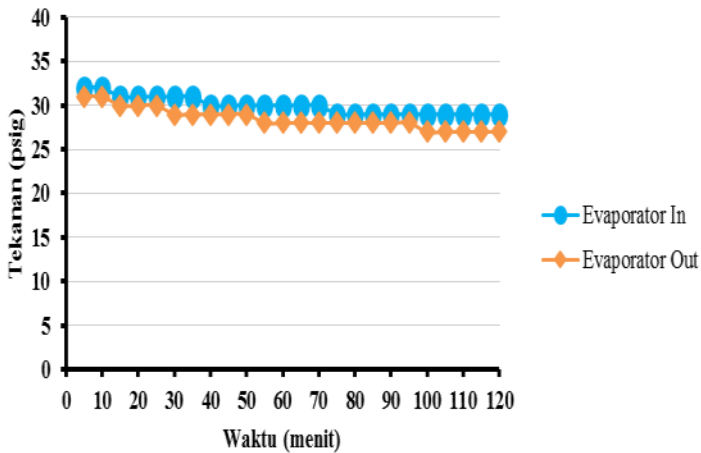


Gambar 2.17 Temperatur fungsi waktu dengan penggunaan pipa kapiler

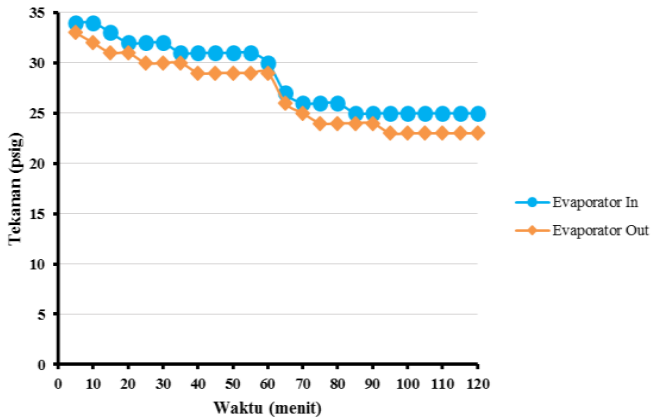


Gambar 2.18 Temperatur fungsi waktu dengan penggunaan katup ekspansi

Dari gambar 2.19 grafik temperatur hasil pengujian didapatkan temperatur rata-rata pada kompresor *in* dan *out* yaitu $-0,28^{\circ}\text{C}$ dan $43,18^{\circ}\text{C}$, pada kondensor *out* $40,03^{\circ}\text{C}$, pada evaporator *in* dan *out* yaitu $-4,22^{\circ}\text{C}$ dan $-2,2^{\circ}\text{C}$, dan temperatur rata-rata pada box hasil pengujian yaitu $9,58^{\circ}\text{C}$. Dan gambar 2.20 grafik temperatur hasil pengujian didapatkan temperatur rata-rata pada kompresor *in* dan *out* yaitu $5,74^{\circ}\text{C}$ dan $44,95^{\circ}\text{C}$, pada kondensor *out* $39,26^{\circ}\text{C}$, pada evaporator *in* dan *out* yaitu $-5,68^{\circ}\text{C}$ dan $-3,22^{\circ}\text{C}$, dan temperatur rata-rata pada *box* hasil pengujian yaitu $8,93^{\circ}\text{C}$.



Gambar 2.19 Grafik tekanan evaporator fungsi waktu dengan penggunaan pipa kapiler



Gambar 2.20 Grafik tekanan evaporator fungsi waktu dengan penggunaan katup ekspansi

Sedangkan dari gambar 2.21 dan 2.22 grafik tekanan hasil pengujian didapatkan bahwa tekanan rata-rata evaporator yaitu 28,79 psig dengan penggunaan pipa kapiler dan 26,63 psig dengan penggunaan katup ekspansi.

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Penelitian

Berdasarkan tujuan penelitian, maka langkah-langkah analisis yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

3.1.1 Perumusan Masalah

Perumusan masalah diperlukan untuk membentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian termasuk merancang metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah-langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.

3.1.2 Studi Literatur

Studi literatur digunakan untuk menambah pengetahuan penulis tentang materi-materi yang berhubungan dengan penelitian.

3.1.3 Persiapan Peralatan

Untuk memulai percobaan, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan. Peralatan-peralatan yang akan digunakan dalam pengujian harus diperiksa terlebih dahulu, untuk memastikan bahwa alat tersebut benar-benar siap untuk pengambilan data.

3.1.4 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan dalam penyelesaian permasalahan. Data yang didapatkan berupa tekanan dan temperatur dari setiap titik yang diambil langsung dari peralatan uji.

3.1.5 Pengolahan Data

Setelah didapatkan data dari hasil percobaan, maka data tersebut dapat diolah dengan cara menghitung sesuai dengan rumus-rumus yang tercantum pada bab dasar teori.

3.1.6 Mengamati dan Menganalisa Hasil Perhitungan

Dari hasil perhitungan dapat diamati dan dianalisa karakteristik dalam sistem refrigerasi *single state* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler.

3.1.6.1 Panjang Pipa kapiler

Panjang dan pendeknya pemilihan pipa kapiler yang digunakan pada suatu sistem refrigerasi sangat mempengaruhi *pressure drop*. Hal ini sudah sesuai dengan persamaan *pressure drop*, yaitu :

$$\Delta P = \frac{\bar{v}^2 \times f \times L \times \rho}{2 D} \dots\dots\dots(3.1)$$

Dimana :

ΔP = *Pressure Drop* (Pa)

\bar{v} = kecepatan rata-rata (m/sec)

f = koefisien gesek

L = Panjang pipa kapiler (m)

ρ = massa jenis refrigeran (kg/m³)

D = Diameter dalam pipa kapiler (m)

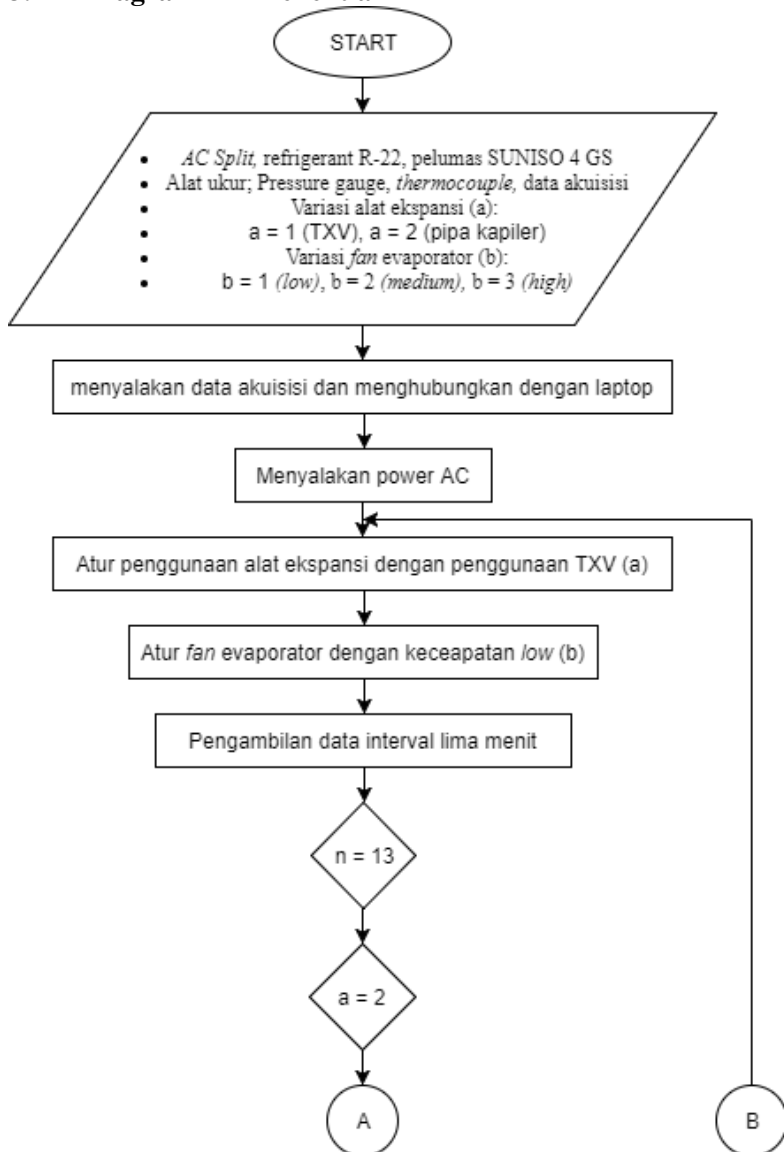
3.1.7 Pengaturan Beban Pendinginan

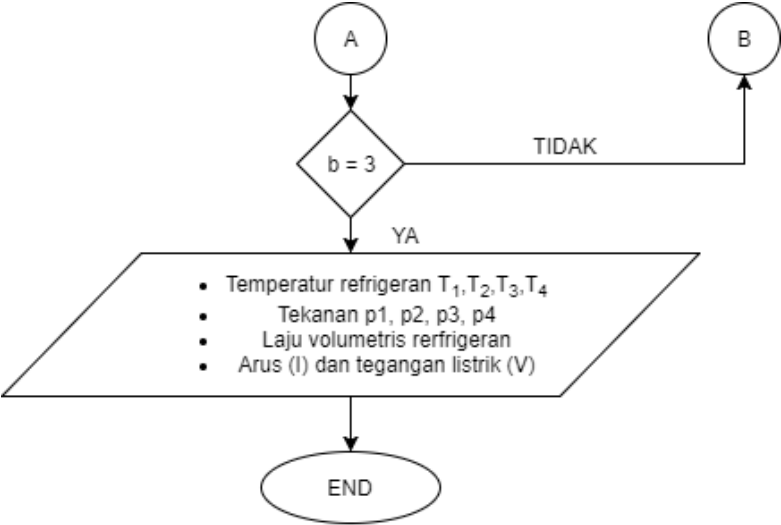
Dalam studi eksperimen ini, pengaturan beban pendinginan dilakukan dengan mengatur kecepatan *fan* evaporator dengan variasi *low*, *medium* dan *high*

3.1.8 Pengambilan Kesimpulan

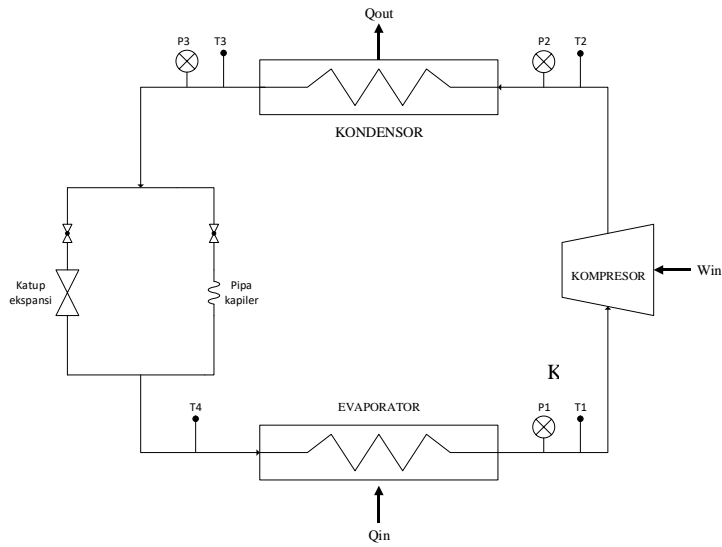
Dari hasil analisa penelitian dapat diambil kesimpulan berdasarkan hasil karakteristik sistem refrigerasi *single state*.

3.2 Diagram Alir Penelitian





3.3 Skema Peralatan Pengujian dan Komponen



Gambar 3.1 Skema peralatan

Keterangan:	P1	:	Tekanan pada titik 1
	T1	:	Temperatur pada titik 1
	P2	:	Tekanan pada titik 2
	T2	:	Tekanan pada titik 2
	P3	:	Tekanan pada titik 3
	T3	:	Temperatur pada titik 3
	P4	:	Tekanan pada titik 4
	T4	:	Temperatur pada titik 4

Refrigeran berfasa uap-jenuh dikompresi oleh kompresor hingga menjadi uap bertekanan tinggi dan berubah fasa menjadi *superheated*. Hal tersebut diikuti dengan kenaikan temperatur pada refrigeran dan proses ini terjadi secara isentropik (entropi konstan). Kemudian uap referigeran dalam kondisi fasa *superheated* tersebut akan masuk melewati kondensor dan mengalami pendinginan yang mengakibatkan terjadinya perubahan fasa pada referigeran menjadi fasa cair-jenuh. Proses pendinginan tersebut terjadi secara isobarik (tekanan konstan). Proses pendinginan terjadi karena adanya pelepasan panas dari dalam kondensor ke lingkungan. lalu refrigeran berfasa cair-jenuh tersebut masuk ke dalam katup ekspansi. Ekspansi terjadi secara isoenthalpi (entalpi konstan). Ekspansi mengakibatkan penurunan tekanan juga temperatur dan membuat referigeran berubah fasa menjadi campuran uap-cair. Selanjutnya referigeran berfasa campuran uap-cair akan menguap karena perpindahan panas. Panas dari ruangan dipindahkan dari udara ke koil yang mengakibatkan referigeran berfasa campuran uap-cair berubah fasa menjadi uap jenuh.

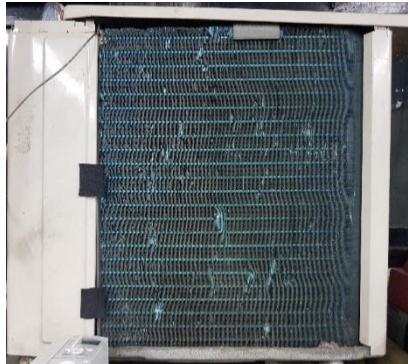
3.3.1 Peralatan Pengujian



Gambar 3.2 *Indoor unit*

Tabel 3.1 Spesifikasi *indoor unit*




Merek	Sharp
Tipe, nomor model	<i>Split type room air conditioner, AH-A9HEV</i>
<i>Rated voltage</i>	220-240 V ~
<i>Rated frequency</i>	50 Hz
Fase	1
<i>Maximum input</i>	1100 W / 5.0 A
<i>Cooling capacity</i>	2.64 kW
<i>Rated input</i>	820-850 W
<i>Rated current</i>	3.8-3.6 A
<i>Climate designation</i>	Type T1
Refrigeran	R-22 (460 g)
<i>Time delay fuse</i>	10

Gambar 3.3 *Outdoor unit*




Tabel 3.2 Spesifikasi

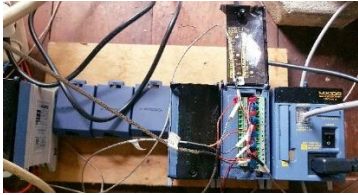

Merek	Panasonic
Nomor model	CU-PC12EKH
Fase	1
Voltase	220-240 V~
Frekuensi	50 Hz
<i>Maximum input</i>	1.55 kW / 7.1 A
<i>Cooling capacity</i>	3.49-3.54 kW / 12,560-12,740 kJ/h
<i>Rated current</i>	6.0 A
<i>Rated power input</i>	1.17-1.21 kW
EER, <i>Energy Efficiency Ratio</i>	2.98-2.93 (ISO 5151)
Refrigeran	R-22 (510 g)
MWP, <i>Maximum Working Pressure</i> HP / LP	2.7 MPa / 1.6 MPa
<i>Sealtest passed</i> HP / LP	2.7 MPa / 1.6 MPa

Tabel 3.3 Komponen tambahan

	Komponen	Keterangan
1	 <p><i>Thermostatic expansion valve (TXV)</i></p>	<p>Merek : Danfoss Range : -40/+10°C -40/+50°F</p>
2	 <p><i>Flowmeter</i></p>	<p>Merek : ROTA Range : 0-0.07 L/s</p>
3	 <p><i>Filter dryer</i></p>	<p>Merek : Danfoss Range : -40/+70°C -40/+160°F</p>

Tabel 3.4 Tabel spesifikasi alat ukur

No.	Alat ukur	Keterangan
1	 <p><i>Low pressure gauge</i></p>	Merek : Refco Range : 0- 500 psi / 0 – 35 kgf/cm ² Ketelitian : 5 psi / 0.2 kgf/cm ²
2	 <p><i>High pressure gauge</i></p>	Merek: Starmec Range: -30 – 150 psi / -1 – 10 bar Ketelitian: 2 psi / 0.2 bar
3	 <p>Termokopel tipe K</p>	Range: 0-1100°C

4	 <p>Perangkat data akuisisi</p>	Merek : Yokogawa Model : MX100 <i>Data Acquisition Unit</i> Supply volt : 100 / 240 V AC
5	 <p><i>Digital clamp meter</i></p>	Merek: Sanwa Range: 0-600 A 0-600 V 0-200 Ω

3.3.2 Langkah Pengujian

Pengujian pada sisten refrigerasi *single state* ini menggunakan refrigeran R-22 dan memvariasikan alat ekspansi menggunakan *Automatic Expansion Valve (AXV)* serta pipa kapiler dengan variasi beban evaporator. Pengambilan data dilakukan setelah sistem dalam kondisi tunak atau stabil. Untuk mengetahui nilai-nilai terbaik dari data yang diambil, maka setelah sistem dalam keadaan stabil dilakukan pengambilan data tigabelas kali setiap lima menit.

Prosedur dalam pengujian ini adalah sebagai berikut:

1. Langkah persiapan

- a. Memastikan peralatan uji dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya.
- b. Memastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap.
- c. Menguras pelumas kompresor yang lama dan mengisinya dengan pelumas yang baru.
- d. Memastikan semua *globe valve terbuka* agar refrigeran dapat mengalir.
- e. Memeriksa fungsi dari setiap alat ukur seperti digital display dan mengkalibrasi alat ukur, terutama pressure gauge. Pastikan dalam kondisi tanpa ada tekanan atau jarum menunjukkan pada angka nol. Jika belum menunjukkan angka nol, maka harus di-nolkan terlebih dahulu.
- f. Memvakum sistem menggunakan pompa vakum untuk mengeluarkan uap air yang ada dalam sistem hingga tekanan di sistem -30 psia.
- g. Melakukan cek kebocoran dengan melihat pressure gauge apakah tekanan vakum bertambah atau tidak.
- h. Jika sistem tidak bocor maka selanjutnya adalah mengisi refrigeran Musicool-22.
- i. Melakukan kembali pemeriksaan apakah terjadi kebocoran dengan melumuri air sabun pada permukaan pipa.

2. Langkah Pengujian:

- Menyalakan kompresor hingga kondisi steady
- Menyalakan thermocouple display dan mengamati temperatur di semua titik
- Mengamati tekanan pada pressure gauge, apakah sudah sesuai dengan tekanan kerjanya atau belum. Jika belum maka tunggu sampai sesuai.
- Menunggu sistem berjalan secara steady, yaitu kondisi dimana propertis suatu fluida di titik tertentu tidak berubah terhadap waktu, hal ini dapat dilihat

pada salah satu parameter, misalnya temperaturnya sudah tidak berubah-ubah atau berubah tetapi besarnya tidak signifikan

- Setelah sudah steady, putar globe valve yang akan mengalir melewati katup TXV dan pipa kapiler sehingga tertutup dan yang terbuka hanya yang melalui katup AXV dan tunggu hingga sistem kembali steady. Kemudian catat data (data temperatur dari digital display maupun data tekanan dari pressure gauge di semua titik pengukuran, tegangan, arus listrik yang mengalir, nilai $\cos \phi$) sebagai data awal pengujian dengan alat ekspansi AXV
- Menunggu lima menit untuk mencatat kembali dengan perlakuan yang sama sampai dengan lima kali pengambilan data. Pengambilan data lima kali setiap lima menit ini bertujuan untuk mengetahui nilai yang paling stabil setelah kondisi sistem steady yang nantinya akan digunakan untuk perhitungan
- Variasikan alat ekspansi dengan menggunakan pipa kapiler dengan memutar globe valve yang akan mengalirkan refrigeran ke pipa kapiler dan memutar globe valve yang menuju TXV hingga tertutup. Sehingga refrigeran hanya akan mengalir melewati pipa kapiler, kemudian ditunggu hingga kondisi sistem steady dan catat data (data temperatur dari digital display maupun data tekanan dari pressure gauge di semua titik pengukuran, tegangan, arus listrik yang mengalir, nilai $\cos \phi$) sebagai data awal pengujian dengan alat ekspansi pipa kapiler
- Lakukan kembali seperti poin (h)
- Jika pengambilan data sudah selesai, maka matikan power meter, matikan kompresor, matikan fan kondensor, matikan digital display, matikan saklar utama dan cabut steker dari sumber arus listrik

3.4 Analisis Data

Tabel 3.5 Parameter penelitian

Parameter Input		Parameter Output	
Konstan	Variasi	Diukur	Dihitung
Massa refrigeran , 400 g	Alat ekspansi • TXV • Pipa kapiler Beban evaporator • <i>Low</i> • <i>Medium</i> • <i>High</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk kompresor (p_1, T_1) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kompresor (p_2, T_2) • Laju volumetris refrigeran (AV) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kondensor (p_3, T_3) • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk evaporator (p_4, T_4) • Tegangan (V) dan arus listrik (I) 	<ul style="list-style-type: none"> • \dot{m} • \dot{W}_c • $\dot{W}_{c,s}$ • $\eta_{c,s}$ • \dot{Q}_{cond} • \dot{Q}_{evp} • COP • \dot{W}_{in}

(Halalaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 4

ANALISA HASIL PERCOBAAN

4.1 Data Hasil Penelitian

Pengambilan data dilakukan selama satu jam dengan interval lima menit untuk tiap-tiap variasi yaitu variasi alat ekspansi (TXV dan pipa kapiler) dan beban evaporator (*low, medium, high*). Pengambilan data dilakukan setelah sistem berada pada kondisi tunak. Data hasil penelitian terlampir.

4.2 Contoh Perhitungan

Data yang akan digunakan berikut merupakan sampel dari penelitian dengan variasi alat ekspansi pipa kapiler dan beban evaporator high.

Tabel 4.1 Parameter analisis untuk contoh perhitungan.

Parameter Analisis	Simbol	Nilai
Tekanan refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	p_1	60 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	T_1	12,76 °C
Tekanan refrigeran keluar kompresor (<i>discharge</i>)	p_2	230 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>discharge</i>)	T_2	89 °C
Tekanan refrigeran keluar kondensor	p_3	215 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_3	80 °C
Laju aliran volumetris	AV	0.013L/s
Arus listrik	I	4,0 A
Tegangan listrik	V	220 V

4.2.1 Properti Refrigeran

Untuk menghitung parameter output eksperimen, yaitu laju alir massa refrigeran (\dot{m}), kerja nyata kompresor (\dot{W}_c), kerja isentropis kompresor ($\dot{W}_{c,s}$), efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$), kapasitas evaporator (\dot{Q}_e), kapasitas kondensor (\dot{Q}_c) dan *Coefficient of Performance (COP)*. Nilai properti refrigeran ditentukan dengan menggunakan *software REFROF* dengan referensi refrigeran R-22 dan standar ASHRAE. Untuk menentukan properti refrigeran dengan menggunakan *software*, nilai tekanan hasil pengukuran dengan *pressure gauge* dalam satuan psi dikonversi menjadi dalam satuan Mpa.

- Titik 1 (masuk kompresor atau *suction*)

$$p_1 = \left(60 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa} = 0.514725 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 12,76 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dengan menggunakan input nilai p dan T , *software* menghasilkan nilai *properties*:

$$h_1 = 259,174 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 0,957 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- Titik 2 (keluar kompresor atau *discharge*)

$$p_2 = \left(230 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa} = 1.686025 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 89 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dengan menggunakan input nilai p dan T , *software* menghasilkan nilai *properties*:

$$h_2 = 310,886 \text{ kJ/kg}$$

Nilai h_{2s} dihitung dengan memasukkan input nilai p_2 dan $s_{2s} = s_1 = 0,957 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ sehingga diperoleh:

$$h_{2s} = 290,708 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 3 (keluar kondensor)

$$p_3 = \left(215 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa} = 1.582675 \text{ MPa}$$

$$T_3 = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Dengan menggunakan input nilai p dan T , *software* menghasilkan nilai *properties*:

$$h_3 = 81,322 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 4 (masuk evaporator)

$$p_4 = \left(80 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa} = 0.652525 \text{ MPa}$$

$$T_4 = 5,12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Nilai *properties* pada titik 4 ditentukan dengan mengasumsikan proses 3–4, yaitu penurunan tekanan refrigeran oleh pipa kapiler, berlangsung dengan proses isoentalpi sehingga diperoleh:

$$h_4 = h_3 = 81,322 \text{ kJ/kg}$$

4.2.2 Laju Aliran Massa Refrigeran

Dengan batasan masalah aliran tunak sehingga laju aliran massa refrigeran dianggap konstan. Untuk mendapatkan laju aliran massa refrigeran digunakan rumus:

$$\dot{m} = \rho A V = \frac{Q}{v}$$

Dimana:

\dot{m} = laju alir massa refrigeran, kg/s

ρ = densitas refrigeran, kg/m³

A = luas penampang aliran refrigeran, m²

V = kecepatan aliran refrigeran, m/s

$Q = AV$ = laju aliran volumetris (debit) refrigeran, m³/s

Nilai Q didapat dari pengukuran debit aliran refrigeran menggunakan *flowmeter* yang terpasang di titik 3. Sedangkan nilai

v didapat dari *software* dengan input nilai tekanan dan temperatur di titik 3, yaitu sebesar $0,015270526 \text{ m}^3/\text{kg}$. Dengan demikian didapat \dot{m} dengan nilai:

$$\dot{m} = \frac{0.013 \frac{\text{L}}{\text{s}}}{0.002157 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} = 0.00602 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.3 Kerja aktual kompresor

Kerja aktual kompresor (\dot{W}_c) adalah kerja nyata yang diberikan oleh kompresor ke refrigeran. Kerja aktual kompresor (\dot{W}_c) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.2.

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1) = 0.00602 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(310,886 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 259,174 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{W}_c = 0,311 \text{ kW}$$

4.2.4 Kerja isentropis kompresor

Kerja isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) adalah kerja ideal yang diberikan oleh kompresor ke refrigeran, dimana kompresor bekerja dengan entropi konstan (isentropis). Kerja isentropis kompresor ($\dot{W}_{c,s}$) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1.

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m} (h_{2s} - h_1) = 0.00602 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(290,708 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 259,174 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{W}_{c,s} = 0,190 \text{ kW}$$

4.2.5 Efisiensi Isentropis Kompresor

Efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$) adalah perbandingan antara kerja isentropis kompresor dan kerja aktual kompresor. ($\eta_{c,s}$) dapat dihitung dengan persamaan 2.3.

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{0.190 \text{ kW}}{0.311 \text{ kW}} = 0.611 \times 100 \% = 61.1 \%$$

4.2.6 \dot{Q} evaporator

Besarnya kapasitas evaporator atau kapasitas pendinginan adalah besarnya nilai panas yang bisa diserap oleh evaporator. Besar kapasitas evaporator dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.6.

$$\dot{Q}_{\text{evp}} = \dot{m} (h_1 - h_4) = 0.0062 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(259,174 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 81.322 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{evp}} = 1,102 \text{ kW}$$

4.2.7 \dot{Q} kondensor

Kapasitas kondensor (\dot{Q}_{cond}) adalah kemampuan kondensor melepas panas dari refrigeran ke lingkungan. Kapasitas kondensor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.5.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m} (h_2 - h_3) = 0.0062 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(310,886 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 81,322 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = 1,382 \text{ kW}$$

4.2.8 *Heat Rejection Ratio (HRR)*

Heat Rejection Ratio (HRR) adalah rasio pelepasan yang dimiliki oleh sistem. HRR merupakan perbandingan antara kapasitas kondensor dibanding dengan kapasitas evaporator.

$$\text{HRR} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_e} = \frac{1,382}{1,102} = 1,25$$

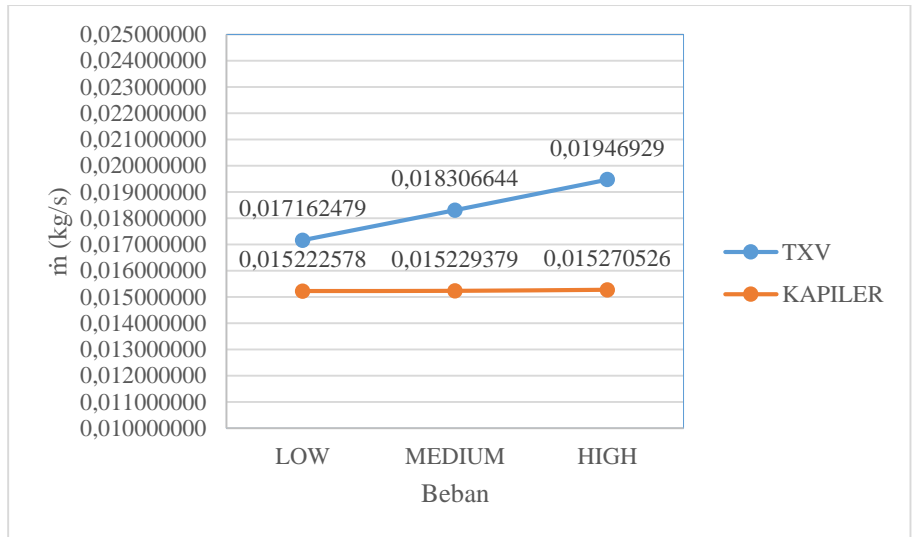
4.2.9 *Coefficient of Performance (COP)*

Coefficeint of Performance (COP) merupakan nilai unjuk kerja dari sistem refrigerasi yang didapat perbandingan kapasitas pendinginan dan kerja yang diberikan oleh kompresor ke refrigeran. Nilai COP dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.8.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{1,382}{0,311} = 4,444$$

4.3 Analisa Grafik

4.3.1 Analisa Grafik Aliran Massa Refrigeran



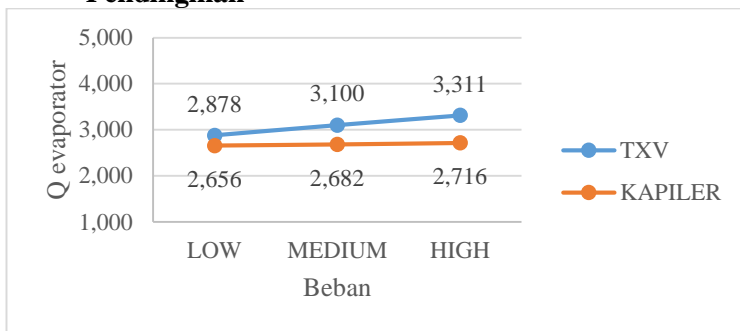
Gambar 4.1 Grafik aliran massa refrigeran terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren aliran mass refrigeran yang berbeda yang berbeda untuk masing-masing alat ekspansi. Aliran massa refrigeran dengan penggunaan pipa kapiler cenderung konstan dengan pembebanan low, medium dan high masing masing dengan nilai 0,015222578, 0,015229379 dan 0,015270526 kg/s. Sedangkan dengan penggunaan TXV terjadi kenaikan nilai aliran massa

refrigeran seiring dengan kenaikan beban dari low, medium hingga high dengan masing-masing nilainya adalah 0,017162479, 0,018306644 dan 0,01946929 kg/s.

Dengan penggunaan TXV dimana aliran massa refrigeran meningkat seiring dengan kenaikan beban pendinginan sudah sesuai dengan prinsip kerja dari TXV dimana jika terjadi peningkatan derajat *superheated* pada aliran keluar evaporator, *orifice* pada TXV akan membuka lebih lebar dan akan mengalirkan lebih banyak refrigeran masuk ke evaporator.

4.3.2 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator Terhadap Beban Pendinginan

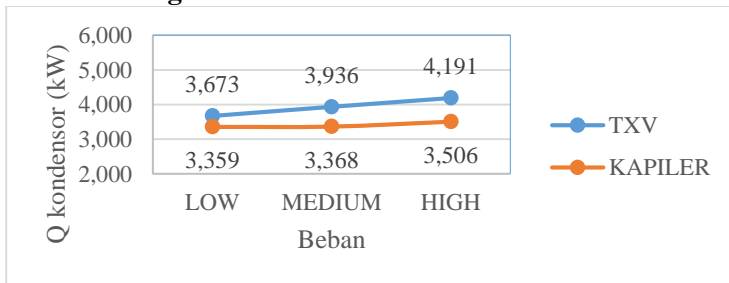


Gambar 4.2 Grafik kapasitas evaporator terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren yang mengalami kenaikan dari Q evaporator, dimana pembebanan semakin besar maka semakin besar pula nilai kapasitas evaporator yang didapat. Dari grafik di atas terlihat perbedaan antara kapasitas evaporator dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan dengan pipa kapiler dimana kapasitas evaporator dengan TXV lebih tinggi dibandingkan dengan pipa kapiler. Kapasitas evaporator dengan TXV dan pipa kapiler terendah yaitu 2,878 kW dan 2,656 kW, sedangkan kapasitas evaporator dengan TXV dan pipa kapiler tertinggi yaitu 3,311 dan 2,716.

Tren kenaikan grafik di atas sesuai akibat semakin tinggi kecepatan *fan* evaporator semakin tinggi pula kapasitas evaporator. Peningkatan kecepatan *fan* evaporator secara langsung meningkatkan koefisien konveksi dimana semakin besar koefisien konveksi maka semakin besar kalor yang berpindah dari lingkungan ke *refrigerant* dimana nilai entalpi akan semakin meningkat. Kenaikan tren grafik di atas sesuai dengan persamaan 2.6.

4.3.3 Analisa Grafik Kapasitas Kondensor Terhadap Beban Pendinginan



Gambar 4.3 Grafik kapasitas evaporator terhadap beban

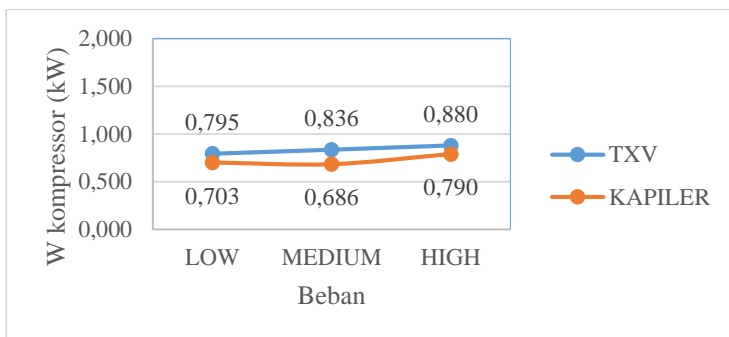
Grafik di atas menunjukkan tren yang mengalami kenaikan dari kapasitas kondensor dimana pembebanan semakin besar maka semakin besar pula nilai kapasitas kondensor yang dihasilkan. Dari grafik di atas terlihat perbedaan antara kapasitas kondensor dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) dan dengan penggunaan pipa kapiler dimana dengan penggunaan TXV menghasilkan kapasitas kondensor yang lebih tinggi dibandingkan dengan penggunaan pipa kapiler. Kapasitas kondensor dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler terendah yaitu 3,673 kW dan 3,359 kW. Sedangkan untuk kapasitas kondensor dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler tertinggi yaitu 4,191 kW dan 3,506 kW.

Tren kenaikan kapasitas kondensor sudah sesuai dengan teori *balance mass energy* yaitu:

$$\dot{W}_c = \dot{Q}_c - \dot{Q}_e$$

Dimana jika terjadi kenaikan kapasitas evaporator maka kapasitas kondensor juga akan naik, karena perubahan kerja kompresor cenderung kecil.

4.3.4 Analisa Kerja Kompresor Terhadap Beban Pendinginan



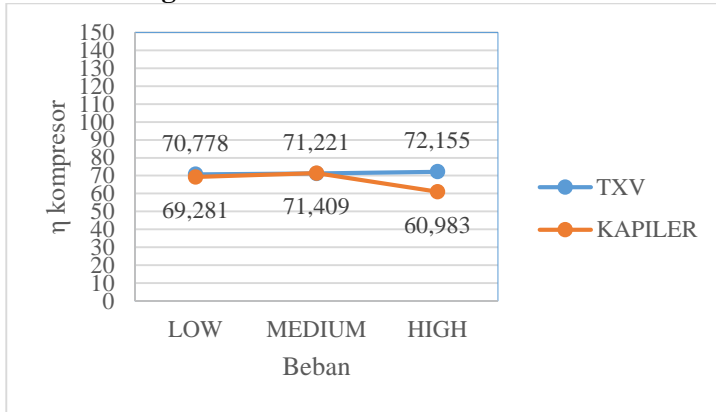
Gambar 4.4 Grafik kerja aktual kompresor terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren yang mengalami kenaikan dari kerja kompresor dimana semakin besar pembebanan maka semakin meningkat pula kerja kompresor. Dari grafik di atas terlihat perbedaan antara kerja kompresor dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler dimana dengan penggunaan TXV menyebabkan kerja kompresor yang lebih besar dibandingkan dengan penggunaan pipa kapiler. Kerja kompresor terkecil dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler yaitu 0,795 kW dan 0,703 kW. Sedangkan untuk kerja kompresor terbesar dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler yaitu 0,880 kW dan 0,790 kW.

Kenaikan kerja kompresor naik seiring dengan peningkatan kapasitas evaporator. Namun kenaikan kerja kompresor tidak signifikan dikarenakan kapasitas kondensor yang

juga meningkat. Hal ini sudah sesuai dengan persamaan *balance energi* untuk sistem refrigerasi *single state*, dimana $W_{\text{kompresor}} = Q_{\text{kondensor}} - Q_{\text{evaporator}}$.

4.3.5 Analisa Grafik Efisiensi Kompresor Terhadap Beban Pendinginan



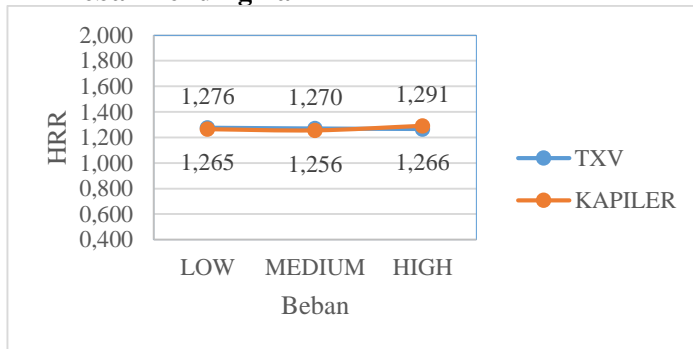
Gambar 4.5 Grafik efisiensi kerja kompresor terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren efisiensi yang berbeda untuk masing-masing *expansion device*. Secara umum penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* menghasilkan nilai efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan penggunaan pipa kapiler. Grafik di atas menunjukkan tren efisiensi yang berbeda untuk tiap *expansion device* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* terus mengalami kenaikan mulai dari pembebanan rendah hingga pembebanan tinggi, sedangkan dengan penggunaan pipa kapiler kenaikan efisiensi terjadi dari pembebanan rendah ke menengah, namun mengalami penurunan pada saat pembebanan tinggi.

Untuk efisiensi terendah dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler masing-masing adalah 70,778 % pada

pembebanan rendah dan 69,281 % pada pembebanan tinggi. Kemudian untuk efisiensi tertinggi dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler masing-masing adalah 72,115 % pada pembebanan tinggi dan 71,409 pada pembebanan medium.

4.3.6 Analisa Grafik *Heat Rejection Ratio* (HRR) Terhadap Beban Pendinginan

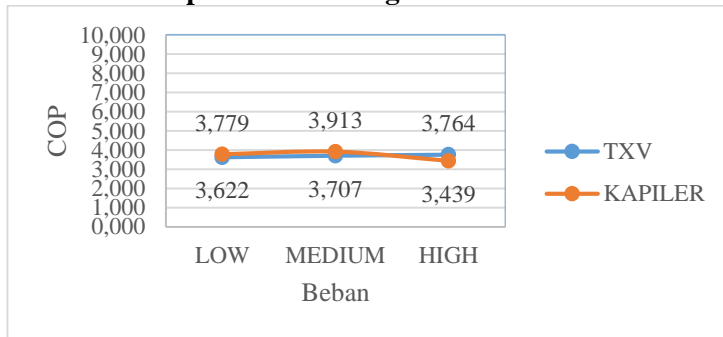


Gambar 4.6 Grafik HRR terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren HRR yang konstan untuk *expansion device* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) dan pipa kapiler dari pembebanan rendah, menengah dan pembebanan tinggi. Dengan penggunaan TXV dengan pembebebanan rendah, menengah dan tinggi masing-masing nilai yang dicapai adalah 1,276, 1,270 dan 1,291, kemudian dengan penggunaan pipa kapiler masing-masing nilai yang dicapai adalah 1,265, 1,256 dan 1,266.

Dari grafik di atas tren yang dibentuk oleh ekspansi TXV dan pipa kapiler cenderung stabil. Ini disebabkan oleh peningkatan kapasitas evaporator dan kapasitas kondensor yang sebanding seiring peningkatan beban. Tren grafik sudah sesuai dengan persamaan 2.7.

4.3.7 Analisa Grafik *Coefficient of Performance* (COP) Terhadap Beban Pendinginan

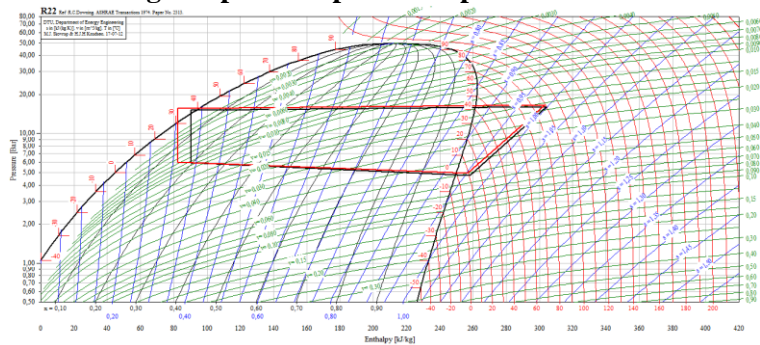


Gambar 4.7 Grafik COP terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren COP yang konstan untuk *expansion device* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler dari pembebanan rendah, menengah dan pembebanan tinggi. Dengan penggunaan TXV dengan pembebebanan rendah, menengah dan tinggi masing-masing nilai yang dicapai adalah 3,622, 3,707 dan 3,764, kemudian dengan penggunaan pipa kapiler masing-masing nilai yang dicapai adalah 3,779, 3,913, dan 3,439.

Tren kenaikan nilai COP dengan penggunaan TXV sudah sesuai karena peningkatan kapasitas kompresor sebanding dengan besar peningkatan kapasitas kompresor sesuai dengan persamaan 2.8.

4.3.8 Diagram p-h Kecepatan Evaporator *Low*

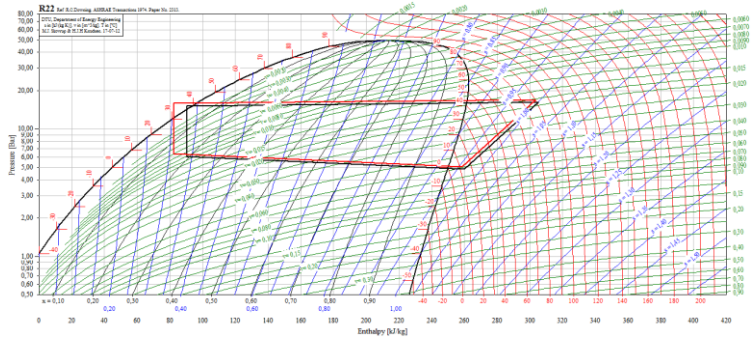


Gambar 4.8 P-h diagram pada beban *low*

Gambar 4.8 diagram p-h diatas membandingkan perbedaan sistem dengan variasi penggunaan alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler. Kurva dengan garis warna merah menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi pipa kapiler dan garis hitam menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi TXV.

Pada Gambar 4.8 terlihat pula nilai entalpi proses ekspansi yang dihasilkan TXV yang lebih mengarah ke sebelah kanan menggambarkan selisih entalpi yang lebih kecil yang terjadi di evaporator, hal tersebut diakibatkan oleh penurunan aliran massa refrigeran yang menurun sesuai dengan Gambar 4.1. Hal tersebut sesuai dengan persamaan 2.6.

4.3.9 Diagram p-h Kecepatan Fan Evaporator Medium

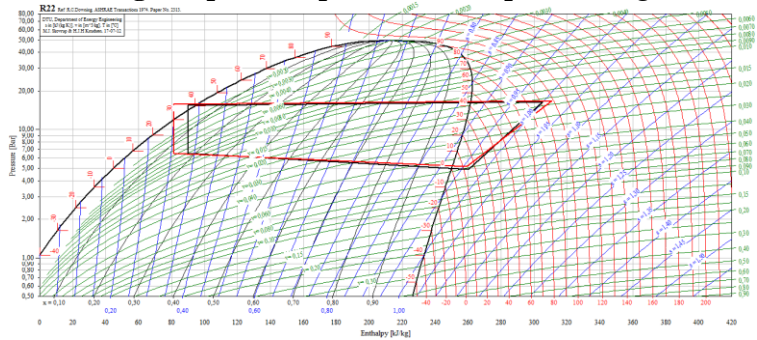


Gambar 4.9 p-h diagram pada beban *medium*

Gambar 4.9 diagram p-h diatas membandingkan perbedaan sistem dengan variasi penggunaan alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler. Kurva dengan garis warna merah menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi pipa kapiler dan garis hitam menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi TXV.

Pada Gambar 4.9 terlihat pula nilai entalpi proses ekspansi yang dihasilkan TXV yang lebih mengarah ke sebelah kanan menggambarkan selisih entalpi yang lebih kecil yang terjadi di evaporator, hal tersebut diakibatkan oleh penurunan aliran massa refrigeran yang menurun sesuai dengan Gambar 4.1. Hal tersebut sesuai dengan persamaan 2.6.

4.3.10 Diagram p-h Kecepatan *Fan Evaporator High*



Gambar 4.10 p-h diagram pada beban *high*

Gambar 4.10 diagram p-h diatas membandingkan perbedaan sistem dengan variasi penggunaan alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler. Kurva dengan garis warna merah menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi pipa kapiler dan garis hitam menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi TXV.

Pada Gambar 4.10 terlihat pula nilai entalpi proses ekspansi yang dihasilkan TXV yang lebih mengarah ke sebelah kanan menggambarkan selisih entalpi yang lebih kecil yang terjadi di evaporator, hal tersebut diakibatkan oleh penurunan aliran massa refrigeran yang menurun sesuai dengan Gambar 4.1. Hal tersebut sesuai dengan persamaan 2.6.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil studi eksperimen dengan variasi alat ekspansi pada sistem refrigerasi adalah sebagai berikut:

1. Sistem dengan penggunaan alat ekspansi TXV dapat menyerap kalor lebih besar dibandingkan dengan pipa kapiler, dimana nilai besar kalor yang diserap oleh sistem dengan penggunaan TXV adalah sebesar 3,311 kW dan pipa kapiler sebesar 2,716 kW dengan nilai COP relatif sama ($COP_{TXV} = 3,764$; $COP_{kapiler} = 3,439$).
2. Dengan variasi beban *low*, *medium* dan *high*, nilai COP dan HRR yang dicapai oleh sistem dengan penggunaan TXV relatif stabil.
 - COP (*low* = 3,622; *medium* = 3,707; *high* = 3,764)
 - HRR (*low* = 1,276; *medium* = 1,270; *high* = 1,291)
3. Dengan variasi beban *low*, *medium* dan *high*, nilai COP dan HRR yang dicapai oleh sistem dengan penggunaan pipa kapiler relatif stabil.
 - COP (*low* = 3,779; *medium* = 3,913; *high* = 3,439)
 - HRR (*low* = 1,265; *medium* = 1,256; *high* = 1,266)

5.2 Saran

Saran setelah dilakukan studi eksperimen pengaruh variasi kecepatan putaran kompresor pada sistem refrigerasi yang telah dimodifikasi adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan studi eksperimen dengan variasi panjang pipa kapiler untuk masing-masing kecepatan putaran kompresor, sehingga didapatkan spesifikasi yang

memiliki performa terbaik untuk sistem pengkondisian udara yang telah dimodifikasi.

2. Penyempurnaan isolasi untuk sistem supaya tidak banyak terjadi *losses* atau panas yang terbuang ke lingkungan.

DAFTAR PUSTAKA

Alamsyah R, Asep, 2014. ***“Studi Eksperimen Pengaruh Beban Pendinginan Pada Evaporator Low Stage Sistem Refrigerasi Cascade Dengan Intermediate Plate Heat Exchanger”***. Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin: ITS Press.

Choirul L, Aprilia, 2016. ***“Studi Eksperimen Pengaruh Panjang Pipa Kapiler Dan Variasi Beban Pendinginan Pada Sistem Refrigerasi Cascade”***. Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin: ITS Press.

Ibrohim, Faris, 2016. ***“Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Kecepatan Putaran Kompresor Pada Sistem Pengkondisian Udara Dengan Pre-Cooling”***. Tugas akhir pada Jurusan Teknik Mesin: ITS Press.

Aminanta, Fajrin, 2016. ***“Rancang Bangun dan Studi Eksperimen Alat Penukar Panas Untuk Memanfaatkan Energi Refrigerant Keluar Kompresor AC Sebagai Pemanas Air Pada $ST/D=6$ Dengan Variasi Volume Air”***. Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin: ITS Press.

Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2006. ***“Fundamentals of Eengineering Thermodynamics, 8th”***. US : John & Wiley Inc.

Stoecker, Wilbert F. Jones, Jerold W. 1987. ***“Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition”***. Jakarta : Erlangga

Suryono, Ahmad Fauzan dan Hoten, Hendri Van. 2009. ***“Kaji Eksperimental Perbandingan Performansi Mesin Pendingin Kompresi Uap dengan Menggunakan Pipa Kapiler dan Katup Ekspansi”***. Jurnal TEKNOLOGIA 2(6) : 34-39.

Siregar, Izzuddin Ali Raja, Aziz, Azridjal, Mainil, dan Mainil, Rahmat Iman, 2016. ***“Pengaruh Katup Ekspansi Termostatik dan Pipa Kapiler Terhadap Temperatur dan Tekanan Pada Mesin Pendingin Siklus Kompresi Uap Menggunakan Refrigeran HCR-134a”***. Kampus Bina Widya, Simpangbaru, Pekanbaru

LAMPIRAN

Data Eksperimen Pipa Kapiler Beban High

Menit ke-	I (Ampere)	AV (L/s)	P ₁ (psi)	T ₁ (°C)	P ₂ (psi)	T ₂ (°C)	P ₃ (psi)	T ₃ (°C)	P ₄ (psi)	T ₄ (°C)
0	4,1	0,013	60	12,6	230	87,6	215	29,3	80	4,6
5	4,0	0,013	60	13	230	88,8	215	29,7	80	5,2
10	4,1	0,013	60	12,8	230	89,3	215	29,7	80	5,1
15	4,0	0,013	60	13	230	89,2	215	29	80	5,3
20	4,0	0,013	60	13,1	230	89	215	29,7	80	5,3
25	4,0	0,013	60	13,1	230	89,3	215	29,8	80	5,1
30	4,1	0,013	60	13	230	89,2	215	29,8	80	5,1
35	4,0	0,013	60	12,8	230	89,2	215	29,8	80	5,4
40	4,0	0,013	60	12,7	230	89,4	215	29,9	80	5,1
45	4,0	0,013	60	12,6	230	89,2	215	29,9	80	5,1
50	4,0	0,013	60	12,5	230	89,2	215	29,8	80	5,1
55	4,0	0,013	60	12,4	230	89	215	29,8	80	5,1
60	4,1	0,013	60	12,3	230	89,1	215	29,9	80	5,1

AV (m ³ /s)	P ₁ (MPa)	T ₁ (°C)	h ₁ (kJ/kg)	s ₁ (kJ/kg K)	P ₂ (MPa)	T ₂ (°C)	h _{2s} (kJ/kg)	h ₂ (kJ/kg)	P ₃ (MPa)	T ₃ (°C)	h ₃ (kJ/kg)	P ₄ (MPa)	T ₄ (°C)	h ₄ (kJ/kg) h ₄ = h ₃	T ₄ (°C) = (p ₄ , h ₄)
0,06	13,088192	230	259,06	0,95692	14,48135	29,7	290,56	309,76	13,5512	5,1	80,814	13	0	80,814	8,5908
0,06	13,08957	230	259,35	0,95794	14,48135	29	290,92	310,69	13,5512	5,3	81,323	13	0	81,323	8,5908
0,06	13,090259	230	259,2	0,95743	14,48135	29,7	290,74	311,09	13,5512	5,3	81,323	13	0	81,323	8,5908
0,06	13,090259	230	259,35	0,95794	14,48135	29,8	290,92	311,01	13,5512	5,1	80,433	13	0	80,433	8,5908
0,06	13,08957	230	259,42	0,9582	14,48135	29,8	291,01	310,85	13,5512	5,1	81,323	13	0	81,323	8,5908
0,06	13,088192	230	259,42	0,9582	14,48135	29,8	291,01	311,08	13,5512	5,4	81,45	13	0	81,45	8,5908
0,06	13,087503	230	259,35	0,95794	14,48135	29,9	290,92	311,01	13,5512	5,1	81,45	13	0	81,45	8,5908
0,06	13,086814	230	259,2	0,95743	14,48135	29,9	290,74	311,01	13,5512	5,1	81,45	13	0	81,45	8,5908
0,06	13,086125	230	259,13	0,95718	14,48135	29,8	290,66	311,17	13,5512	5,1	81,577	13	0	81,577	8,5908
0,06	13,085436	230	259,06	0,95692	14,48135	29,8	290,56	311,02	13,5512	5,1	81,577	13	0	81,577	8,5908
0,06	13,084747	230	258,98	0,95667	14,48135	29,9	290,48	311,02	13,5512	5,1	81,45	13	0	81,45	8,5908
0	13	0	258,91	0,95641	13	0	290,39	310,87	13	0	81,45	13	0	81,45	8,5908
0	13	0	258,84	0,95615	13	0	290,3	310,95	13	0	81,577	13	0	81,577	8,5908

\dot{m} (kg/s)	$p_2/p_1 =$ pdis/psuc	$p_3/p_4 =$ TXVin/out	$W_{comp,s}/$ \dot{m} (kJ/kg)	W_{comp}/\dot{m} (kJ/kg)	Q_{cond}/\dot{m} (kJ/kg)	$Q_{evp}/$ \dot{m} (kJ/kg)	$COP =$ Q_{evp}/W_{comp}	$HRR =$ Q_{cond}/Q_{evp}	$\eta_{c,s} =$ $W_{comp,s}/$ W_{comp}
0,015292319	3,83	2,69	31,5	50,7	228,95	178,25	3,52	1,28	0,62
0,015270583	3,83	2,69	31,6	51,3	229,37	178,03	3,47	1,29	0,61
0,015270583	3,83	2,69	31,5	51,9	229,77	177,88	3,43	1,29	0,61
0,015308706	3,83	2,69	31,6	51,7	230,58	178,92	3,46	1,29	0,61
0,015270583	3,83	2,69	31,6	51,4	229,53	178,10	3,46	1,29	0,61
0,015265024	3,83	2,69	31,6	51,7	229,63	177,97	3,45	1,29	0,61
0,015265024	3,83	2,69	31,6	51,7	229,56	177,90	3,44	1,29	0,61
0,015265024	3,83	2,69	31,5	51,8	229,56	177,75	3,43	1,29	0,61
0,015259649	3,83	2,69	31,5	52,0	229,59	177,55	3,41	1,29	0,61
0,015259649	3,83	2,69	31,5	52,0	229,44	177,48	3,42	1,29	0,61
0,015265024	3,83	2,69	31,5	52,0	229,57	177,53	3,41	1,29	0,61
0,015265024	3,83	2,69	31,5	52,0	229,42	177,46	3,42	1,29	0,61
0,015259649	3,83	2,69	31,5	52,1	229,37	177,26	3,40	1,29	0,60

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual
2,726	3,501	0,843	0,775	0,482	62,130	1,284	3,52
2,719	3,503	0,823	0,784	0,482	61,492	1,288	3,47
2,716	3,509	0,843	0,792	0,482	60,782	1,292	3,43
2,739	3,530	0,823	0,791	0,483	61,111	1,289	3,46
2,720	3,505	0,823	0,785	0,482	61,423	1,289	3,46
2,717	3,505	0,823	0,789	0,482	61,150	1,290	3,45
2,716	3,504	0,843	0,789	0,482	61,111	1,290	3,44
2,713	3,504	0,823	0,791	0,481	60,876	1,291	3,43
2,709	3,504	0,823	0,794	0,481	60,588	1,293	3,41
2,708	3,501	0,823	0,793	0,481	60,624	1,293	3,42
2,710	3,504	0,823	0,794	0,481	60,530	1,293	3,41
2,709	3,502	0,823	0,793	0,481	60,585	1,293	3,42
2,705	3,500	0,843	0,795	0,480	60,372	1,294	3,40

Data Eksperimen Pipa Kapiler Beban Medium

Menit ke-	I (Ampere)	AV (L/s)	P ₁ (psi)	T ₁ (°C)	P ₂ (psi)	T ₂ (°C)	P ₃ (psi)	T ₃ (°C)	P ₄ (psi)	T ₄ (°C)
0	4,1	0,013	60	11,8	235	88,4	220	30,9	80	4,8
5	4,1	0,013	60	12	235	88,7	220	31,2	80	5,3
10	4	0,013	59	11,5	235	88,9	220	30,1	78	4,8
15	4,1	0,013	59	11,2	235	89,6	220	30,7	78	4,8
20	4	0,013	58	11,5	230	90,4	215	30,1	78	4,5
25	4	0,013	58	11,2	230	90	215	30	78	4,7
30	4	0,013	58	11	230	89,6	215	29,9	78	4,4
35	4	0,013	58	11,5	230	89,6	215	30,2	78	4,8
40	4,1	0,013	60	11,5	235	89,7	220	31	79	4,9
45	4	0,013	58	11,8	230	90,1	215	30,6	78	4,7
50	4	0,013	58	11,4	230	90,1	215	30,2	78	4,8
55	4	0,013	58	11,5	230	90	215	30,1	78	4,8
60	4,1	0,013	60	11,6	235	89,7	220	31,2	79	5,1

AV (m ³ /s)	P ₁ (MPa)	T ₁ (°C)	h ₁ (kJ/kg)	s ₁ (kJ/kg K)	P ₂ (MPa)	T ₂ (°C)	h _{2s} (kJ/kg)	h ₂ (kJ/kg)	P ₃ (MPa)	T ₃ (°C)	h ₃ (kJ/kg)	P ₄ (MPa)	T ₄ (°C)	h ₄ (kJ/kg) h ₄ = h ₃	T ₄ (°C) = (p ₄ , h ₄)
0,000013	0,514725	11,8	258,47	0,95487	1,720475	88,4	290,42	302,19	1,617125	30,9	82,851	0,65253	4,8	82,851	8,5908
0,000013	0,514725	12	258,62	0,95539	1,720475	88,7	290,6	302,45	1,617125	31,2	83,235	0,65253	5,3	83,235	8,5908
0,000013	0,507835	11,5	258,39	0,95575	1,720475	88,9	290,72	302,62	1,617125	30,1	81,829	0,63875	4,8	81,829	7,8911
0,000013	0,507835	11,2	258,17	0,95498	1,720475	89,6	290,46	303,22	1,617125	30,7	82,595	0,63875	4,8	82,595	7,8911
0,000013	0,500945	11,5	258,52	0,95741	1,686025	90,4	290,74	304,3	1,582675	30,1	81,832	0,63875	4,5	81,832	7,8911
0,000013	0,500945	11,2	258,3	0,95665	1,686025	90	290,47	303,95	1,582675	30	81,705	0,63875	4,7	81,705	7,8911
0,000013	0,500945	11	258,16	0,95613	1,686025	89,6	290,29	303,61	1,582675	29,9	81,577	0,63875	4,4	81,577	7,8911
0,000013	0,500945	11,5	258,52	0,95741	1,686025	89,6	290,74	303,61	1,582675	30,2	81,96	0,63875	4,8	81,96	7,8911
0,000013	0,514725	11,5	258,25	0,9541	1,720475	89,7	290,15	303,31	1,617125	31	82,979	0,64564	4,9	82,979	8,2424
0,000013	0,500945	11,8	258,74	0,95818	1,686025	90,1	291	304,04	1,582675	30,6	82,47	0,63875	4,7	82,47	7,8911
0,000013	0,500945	11,4	258,45	0,95716	1,686025	90,1	290,65	304,04	1,582675	30,2	81,96	0,63875	4,8	81,96	7,8911
0,000013	0,500945	11,5	258,52	0,95741	1,686025	90	290,74	303,95	1,582675	30,1	81,832	0,63875	4,8	81,832	7,8911
0,000013	0,514725	11,6	258,33	0,95436	1,720475	89,7	290,24	303,31	1,617125	31,2	83,235	0,64564	5,1	83,235	8,2424

\dot{m} (kg/s)	$p_2/p_1 = p_{dis}/p_{suc}$	$p_3/p_4 = TXV_{in}/out$	$\dot{W}_{comp,s}/\dot{m}$ (kJ/kg)	\dot{W}_{comp}/\dot{m} (kJ/kg)	Q_{cond}/\dot{m} (kJ/kg)	Q_{evp}/\dot{m} (kJ/kg)	$COP = Q_{evp}/\dot{W}_{comp}$	$HRR = Q_{cond}/Q_{evp}$	$\eta_{c,s} = \dot{W}_{comp,s}/\dot{W}_{comp}$
0,01520788	3,92	2,75	32,0	43,7	219,34	175,62	4,02	1,25	0,73
0,015191175	3,92	2,75	32,0	43,8	219,22	175,39	4,00	1,25	0,73
0,015251772	3,98	2,82	32,3	44,2	220,79	176,56	3,99	1,25	0,73
0,01521874	3,98	2,82	32,3	45,1	220,63	175,58	3,90	1,26	0,72
0,01524873	3,97	2,76	32,2	45,8	222,47	176,69	3,86	1,26	0,70
0,015254098	3,97	2,76	32,2	45,7	222,25	176,60	3,87	1,26	0,70
0,015259649	3,97	2,76	32,1	45,5	222,03	176,58	3,89	1,26	0,71
0,015243187	3,97	2,76	32,2	45,1	221,65	176,56	3,92	1,26	0,71
0,015202367	3,92	2,78	31,9	45,1	220,33	175,27	3,89	1,26	0,71
0,015221235	3,97	2,76	32,3	45,3	221,57	176,27	3,89	1,26	0,71
0,015243187	3,97	2,76	32,2	45,6	222,08	176,49	3,87	1,26	0,71
0,01524873	3,97	2,76	32,2	45,4	222,12	176,69	3,89	1,26	0,71
0,015191175	3,92	2,78	31,9	45,0	220,08	175,10	3,89	1,26	0,71

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual
2,671	3,336	0,843	0,665	0,486	73,079	1,249	4,02
2,664	3,330	0,843	0,666	0,486	72,964	1,250	4,00
2,693	3,367	0,823	0,675	0,493	73,095	1,251	3,99
2,672	3,358	0,843	0,686	0,491	71,676	1,257	3,90
2,694	3,392	0,823	0,698	0,491	70,380	1,259	3,86
2,694	3,390	0,823	0,696	0,491	70,471	1,259	3,87
2,695	3,388	0,823	0,694	0,490	70,693	1,257	3,89
2,691	3,379	0,823	0,687	0,491	71,457	1,255	3,92
2,665	3,350	0,843	0,685	0,485	70,794	1,257	3,89
2,683	3,373	0,823	0,690	0,491	71,214	1,257	3,89
2,690	3,385	0,823	0,695	0,491	70,630	1,258	3,87
2,694	3,387	0,823	0,693	0,491	70,922	1,257	3,89
2,660	3,343	0,843	0,683	0,485	70,943	1,257	3,89

Data Eksperimen Pipa Kapiler Beban Low

Menit ke-	I (Ampere)	AV (L/s)	P ₁ (psi)	T ₁ (°C)	P ₂ (psi)	T ₂ (°C)	P ₃ (psi)	T ₃ (°C)	P ₄ (psi)	T ₄ (°C)
0	4,0	0,013	56	9,4	225	89,7	215	30,5	74	3,9
5	3,9	0,013	57	8,7	225	88,8	210	30,4	74	3,6
10	3,9	0,013	56	8,5	225	88,4	215	30,2	72	3,4
15	4,0	0,013	57	8,8	230	88,4	215	31,1	75	4
20	4,0	0,013	57	9,3	225	88,7	215	30,6	74	3,8
25	3,9	0,013	56	8,6	225	88,5	210	30,4	72	3,6
30	4,0	0,013	57	8,1	230	88,1	215	31	72	3,8
35	4,0	0,013	58	9,1	230	88,5	215	31,4	72	4,1
40	4,0	0,013	56	8,7	225	88,8	210	30,6	71	3,6
45	4,0	0,013	57	9,5	225	88,7	210	30,3	72	4
50	4,0	0,013	56	9,4	225	88,5	210	30,2	72	3,7
55	4,0	0,013	58	9,3	230	88,4	215	30,1	72	3,9
60	4,0	0,013	58	10,1	230	89,2	215	30,4	74	4,1

AV (m³/s)	P ₁ (MPa)	T ₁ (°C)	h ₁ (kJ/kg)	s ₁ (kJ/kg K)	P ₂ (MPa)	T ₂ (°C)	h _{2s} (kJ/kg)	h ₂ (kJ/kg)	P ₃ (MPa)	T ₃ (°C)	h ₃ (kJ/kg)	P ₄ (MPa)	T ₄ (°C)	h ₄ (kJ/kg) h ₄ = h ₃	T ₄ (°C) = (p ₄ , h ₄)
0,000013	0,487165	9,4	257,27	0,95542	1,651575	89,7	289,47	304,09	1,582675	30,5	82,342	0,61119	3,9	82,342	6,457
0,000013	0,494055	8,7	256,62	0,95191	1,651575	88,8	288,26	303,32	1,548225	30,4	82,218	0,61119	3,6	82,218	6,457
0,000013	0,487165	8,5	256,61	0,95311	1,651575	88,4	288,67	302,98	1,582675	30,2	81,96	0,59741	3,4	81,96	5,7217
0,000013	0,494055	8,8	256,69	0,95217	1,686025	88,4	288,92	302,58	1,582675	31,1	83,11	0,61808	4	83,11	6,82
0,000013	0,494055	9,3	257,06	0,95345	1,651575	88,7	288,79	303,23	1,582675	30,6	82,47	0,61119	3,8	82,47	6,457
0,000013	0,487165	8,6	256,68	0,95336	1,651575	88,5	288,76	303,06	1,548225	30,4	82,218	0,59741	3,6	82,218	5,7217
0,000013	0,494055	8,1	256,18	0,95036	1,686025	88,1	288,29	302,33	1,582675	31	82,982	0,59741	3,8	82,982	5,7217
0,000013	0,500945	9,1	256,77	0,95124	1,686025	88,5	288,6	302,67	1,582675	31,4	83,494	0,59741	4,1	83,494	5,7217
0,000013	0,487165	8,7	256,76	0,95362	1,651575	88,8	288,85	303,32	1,548225	30,6	82,473	0,59052	3,6	82,473	5,3492
0,000013	0,494055	9,5	257,2	0,95397	1,651575	88,7	288,97	303,23	1,548225	30,3	82,09	0,59741	4	82,09	5,7217
0,000013	0,487165	9,4	257,27	0,95542	1,651575	88,5	289,47	303,06	1,548225	30,2	81,962	0,59741	3,7	81,962	5,7217
0,000013	0,500945	9,3	256,92	0,95176	1,686025	88,4	288,78	302,58	1,582675	30,1	81,832	0,59741	3,9	81,832	5,7217
0,000013	0,500945	10,1	257,5	0,95382	1,686025	89,2	289,49	303,27	1,582675	30,4	82,215	0,61119	4,1	82,215	6,457

\dot{m} (kg/s)	$p_2/p_1 =$ pdis/psuc	$p_3/p_4 =$ TXVin/out	$\dot{W}_{comp,s}/$ \dot{m} (kJ/kg)	\dot{W}_{comp}/\dot{m} (kJ/kg)	Q_{cond}/\dot{m} (kJ/kg)	$Q_{evp}/$ \dot{m} (kJ/kg)	COP = Q_{evp}/\dot{W}_{comp}	HRR = Q_{cond}/Q_{evp} p	$\eta_{c,s} =$ $\dot{W}_{comp,s}/$ \dot{W}_{comp}
0,015226762	4,02	2,91	32,2	46,8	221,75	174,93	3,74	1,27	0,69
0,015229259	3,95	2,84	31,6	46,7	221,10	174,40	3,73	1,27	0,68
0,015243187	4,02	2,99	32,1	46,4	221,02	174,65	3,77	1,27	0,69
0,015193661	4,04	2,87	32,2	45,9	219,47	173,58	3,78	1,26	0,70
0,015221235	3,95	2,91	31,7	46,2	220,76	174,59	3,78	1,26	0,69
0,015229259	4,02	2,92	32,1	46,4	220,84	174,46	3,76	1,27	0,69
0,015199168	4,04	2,99	32,1	46,2	219,35	173,20	3,75	1,27	0,70
0,015176987	3,97	2,99	31,8	45,9	219,18	173,28	3,78	1,26	0,69
0,015218206	4,02	2,96	32,1	46,6	220,85	174,29	3,74	1,27	0,69
0,015234613	3,95	2,92	31,8	46,0	221,14	175,11	3,80	1,26	0,69
0,01524015	4,02	2,92	32,2	45,8	221,10	175,31	3,83	1,26	0,70
0,01524873	3,97	2,99	31,9	45,7	220,75	175,09	3,83	1,26	0,70
0,015232292	3,97	2,91	32,0	45,8	221,06	175,29	3,83	1,26	0,70

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual
2,664	3,377	0,823	0,713	0,490	68,774	1,268	3,74
2,656	3,367	0,802	0,711	0,482	67,752	1,268	3,73
2,662	3,369	0,802	0,707	0,489	69,140	1,266	3,77
2,637	3,335	0,823	0,697	0,490	70,233	1,264	3,78
2,657	3,360	0,823	0,703	0,483	68,724	1,264	3,78
2,657	3,363	0,802	0,706	0,489	69,168	1,266	3,76
2,632	3,334	0,823	0,701	0,488	69,577	1,266	3,75
2,630	3,326	0,823	0,697	0,483	69,346	1,265	3,78
2,652	3,361	0,823	0,709	0,488	68,922	1,267	3,74
2,668	3,369	0,823	0,701	0,484	69,020	1,263	3,80
2,672	3,370	0,823	0,698	0,491	70,321	1,261	3,83
2,670	3,366	0,823	0,696	0,486	69,777	1,261	3,83
2,670	3,367	0,823	0,697	0,487	69,893	1,261	3,83

Data Eksperimen TXV Beban High

TITIK 1		TITIK 2		TITIK 3		TITIK 4		m	V	A
P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	AVG (l/s)		
56	12,7	220	90,8	210	34,4	80	3,5	0,017	220	4
56	12,8	225	90,9	210	34,4	80	3,2	0,017	220	4
56	13	225	90,9	210	36,5	80	3,7	0,017	220	4
56	13,4	225	91,1	210	36,8	80	4,1	0,017	220	4,1
56	13,4	225	91,3	210	37,3	80	4	0,017	220	4,1
56	14,2	225	91,9	210	38	80	4,5	0,017	220	4,1
58	14,5	225	92,3	210	37,6	80	4,7	0,017	220	4,2
56	14,8	225	92	210	37,8	80	4,5	0,017	220	4
58	14,8	225	92,8	210	37,4	80	4,5	0,017	220	4
56	14,5	220	92,2	205	37	80	4,4	0,017	220	4
56	14,4	220	92	205	37	80	4,8	0,017	220	4
56	14,4	220	92	205	37,3	80	4,4	0,017	220	4
56	14	220	91,8	205	37	80	4,8	0,017	220	4

CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4	
P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)
487,42485	12,7	1618,165	90,8	1549,217	34,4	0,652934	3,5
487,42485	12,8	1652,639	90,9	1549,217	34,4	0,652934	3,2
487,42485	13	1652,639	90,9	1549,217	36,5	0,652934	3,7
487,42485	13,4	1652,639	91,1	1549,217	36,8	0,652934	4,1
487,42485	13,4	1652,639	91,3	1549,217	37,3	0,652934	4
487,42485	14,2	1652,639	91,9	1549,217	38	0,652934	4,5
501,21436	14,5	1652,639	92,3	1549,217	37,6	0,652934	4,7
487,42485	14,8	1652,639	92	1549,217	37,8	0,652934	4,5
501,21436	14,8	1652,639	92,8	1549,217	37,4	0,652934	4,5
487,42485	14,5	1618,165	92,2	1514,744	37	0,652934	4,4
487,42485	14,4	1618,165	92	1514,744	37	0,652934	4,8
487,42485	14,4	1618,165	92	1514,744	37,3	0,652934	4,4
487,42485	14	1618,165	91,8	1514,744	37	0,652934	4,8

h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4	T4 (°C)	h4 in ev
kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	(kJ/kg)	= (p4, h4)	kJ/kg
259,3	0,9621	304,8	291,4	86,92	86,92	8,625	48,71
259,4	0,9624	304,5	292,1	86,92	86,92	8,624	48,35
259,5	0,9629	304,5	292,3	89,66	89,66	8,624	48,94
259,8	0,9639	304,7	292,7	90,05	90,05	8,624	49,42
259,8	0,9639	304,8	292,7	90,71	90,71	8,624	49,3
260,4	0,9659	305,3	293,4	91,63	91,63	8,624	49,89
260,3	0,9633	305,7	292,5	91,1	91,1	8,624	50,13
260,8	0,9674	305,4	293,9	91,36	91,36	8,624	49,89
260,5	0,964	306,1	292,7	90,84	90,84	8,624	49,89
260,6	0,9666	306	293	90,31	90,31	8,624	49,77
260,5	0,9664	305,8	292,9	90,31	90,31	8,624	50,25
260,5	0,9664	305,8	292,9	90,71	90,71	8,624	49,77
260,2	0,9654	305,6	292,9	90,31	90,31	8,624	50,25

Qe (kW)	Qc (kW)	Win (kW)	Wcomp (kW)	Wcomp,s (kW)	Eff. Comp. (%)	HRR	COP
3,3862491	4,280055	0,8228	0,893806	0,630575	70,54945	1,263952	3,788571
3,3882135	4,274162	0,8228	0,885949	0,642362	72,50554	1,26148	3,82439
3,3107212	4,187914	0,8228	0,877193	0,639376	72,88889	1,264955	3,774222
3,305177	4,179418	0,84337	0,874241	0,640591	73,27394	1,264507	3,780624
3,2859282	4,160414	0,84337	0,874486	0,639346	73,11111	1,26613	3,757556
3,2711093	4,141364	0,84337	0,870254	0,639608	73,49666	1,266043	3,758797
3,2843115	4,165563	0,86394	0,881251	0,625029	70,92511	1,268322	3,726872
3,2867184	4,151848	0,8228	0,86513	0,642058	74,21525	1,26322	3,799103
3,2958748	4,181716	0,8228	0,885842	0,625529	70,61404	1,268773	3,720614
3,313035	4,196304	0,8228	0,883268	0,63035	71,36564	1,266604	3,750881
3,3110895	4,192412	0,8228	0,881323	0,63035	71,52318	1,266173	3,756954
3,2995313	4,179847	0,8228	0,880316	0,62963	71,52318	1,2668	3,748124
3,3052529	4,188521	0,8228	0,883268	0,636187	72,02643	1,267232	3,74207

Data Eksperimen TXV Beban Medium

TITIK 1		TITIK 2		TITIK 3		TITIK 4		m	V	A
P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	AVG (l/s)		
54	13,4	220	91,7	205	37	70	3,9	0,016	220	3,9
56	13,2	220	91,6	207	37,1	70	4,2	0,016	220	4
54	13,1	220	91,5	207	37,1	70	4,5	0,016	220	4
56	13,7	220	91,6	206	36,9	70	4,1	0,016	220	4
55	13,3	220	91,6	207	37	70	4,4	0,016	220	4
55	13	220	91,5	206	36,8	75	3,9	0,016	220	4
56	13,2	220	91,7	205	37,2	75	4,2	0,016	220	4
56	13,4	220	91,7	205	37,4	75	4,1	0,016	220	4
56	13,4	220	92	205	37,3	75	4	0,016	220	4
56	13,5	222	91,9	207	37,1	75	4,4	0,016	220	4
56	13,3	222	91,7	207	37,2	75	4,3	0,016	220	4
56	13,1	222	91,1	207	37	75	4,1	0,016	220	3,9
56	12,8	220	91	205	36,8	75	4	0,016	220	3,9

CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4	
P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)
473,63533	13,4	1618,165	91,7	1514,744	37	583,9862	3,9
487,42485	13,2	1618,165	91,6	1528,533	37,1	583,9862	4,2
473,63533	13,1	1618,165	91,5	1528,533	37,1	583,9862	4,5
487,42485	13,7	1618,165	91,6	1521,638	36,9	583,9862	4,1
480,53009	13,3	1618,165	91,6	1528,533	37	583,9862	4,4
480,53009	13	1618,165	91,5	1521,638	36,8	618,46	3,9
487,42485	13,2	1618,165	91,7	1514,744	37,2	618,46	4,2
487,42485	13,4	1618,165	91,7	1514,744	37,4	618,46	4,1
487,42485	13,4	1618,165	92	1514,744	37,3	618,46	4
487,42485	13,5	1631,955	91,9	1528,533	37,1	618,46	4,4
487,42485	13,3	1631,955	91,7	1528,533	37,2	618,46	4,3
487,42485	13,1	1631,955	91,1	1528,533	37	618,46	4,1
487,42485	12,8	1618,165	91	1514,744	36,8	618,46	4

h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg)	T4 (°C) = (p4, h4)	h4 in ev
kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h4 = h3		kJ/kg
260	0,9673	305,5	293,3	90,31	90,31	5,012	49,18
259,6	0,9634	305,5	291,9	90,44	90,44	5,012	49,54
259,8	0,9665	305,4	293	90,44	90,44	5,012	49,89
260	0,9646	305,5	292,3	90,18	90,18	5,012	49,42
259,8	0,9653	305,5	292,5	90,31	90,31	5,012	49,77
259,6	0,9646	305,4	292,3	90,05	90,05	6,856	48,47
259,6	0,9634	305,5	291,9	90,58	90,58	6,856	49,54
259,8	0,9639	305,5	292,1	90,84	90,84	6,858	49,42
259,8	0,9639	305,8	292,1	90,71	90,71	6,858	49,3
259,9	0,9641	305,6	292,4	90,44	90,44	6,858	49,77
259,7	0,9636	305,4	292,2	90,58	90,58	6,858	49,66
259,6	0,9631	304,9	292	90,31	90,31	6,858	49,42
259,4	0,9624	304,9	291,5	90,05	90,05	6,858	49,3

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		
3,107	3,940	0,802	0,833	0,610	73,187	1,268	3,729
3,096	3,937	0,823	0,840	0,591	70,370	1,271	3,685
3,100	3,935	0,823	0,835	0,608	72,807	1,269	3,714
3,111	3,944	0,823	0,834	0,592	70,989	1,268	3,732
3,104	3,940	0,823	0,837	0,599	71,554	1,270	3,709
3,107	3,946	0,823	0,839	0,599	71,397	1,270	3,702
3,093	3,933	0,823	0,840	0,591	70,370	1,272	3,682
3,089	3,925	0,823	0,836	0,591	70,678	1,270	3,697
3,093	3,934	0,823	0,841	0,591	70,217	1,272	3,676
3,102	3,938	0,823	0,837	0,595	71,116	1,270	3,708
3,095	3,931	0,823	0,836	0,595	71,116	1,270	3,701
3,100	3,929	0,802	0,829	0,593	71,523	1,268	3,737
3,103	3,937	0,802	0,834	0,588	70,549	1,269	3,722

Data Eksperimen TXV Beban Low

TITIK 1		TITIK 2		TITIK 3		TITIK 4		m	V	A
P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	AVG (l/s)		
54	11,2	220	91,5	205	38,4	73	3,8	0,015	220	3,9
54	10,9	220	90,5	205	37,9	73	3,8	0,015	220	3,9
53	10,9	220	90,5	205	37,5	72	3,3	0,015	220	3,9
53	10,7	220	90,6	205	37,8	72	3,3	0,015	220	3,9
54	10,5	220	90,3	205	37,4	72	3,3	0,015	220	3,9
53	10,4	220	90,3	205	37,5	72	3,1	0,015	220	3,9
53	10,2	220	90	205	37,4	72	3,1	0,015	220	3,9
53	10,1	220	90,1	205	37,4	72	3,3	0,015	220	3,9
55	10,1	220	90,1	205	37,4	71	3,3	0,015	220	3,9
55	10,9	220	89,9	205	37,3	71	3,4	0,015	220	3,9
55	11	220	90,1	205	37,4	71	3,5	0,015	220	3,9
55	10,9	220	90,2	205	36,7	71	3,3	0,015	220	3,9
55	10,9	220	90,3	205	36,6	71	3,1	0,015	220	3,9

CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4	
P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)	P (kPa)	T (°C)
473,63533	11,2	1618,165	91,5	1514,744	38,4	604,6705	3,8
473,63533	10,9	1618,165	90,5	1514,744	37,9	604,6705	3,8
466,74058	10,9	1618,165	90,5	1514,744	37,5	597,7757	3,3
466,74058	10,7	1618,165	90,6	1514,744	37,8	597,7757	3,3
473,63533	10,5	1618,165	90,3	1514,744	37,4	597,7757	3,3
466,74058	10,4	1618,165	90,3	1514,744	37,5	597,7757	3,1
466,74058	10,2	1618,165	90	1514,744	37,4	597,7757	3,1
466,74058	10,1	1618,165	90,1	1514,744	37,4	597,7757	3,3
480,53009	10,1	1618,165	90,1	1514,744	37,4	590,8809	3,3
480,53009	10,9	1618,165	89,9	1514,744	37,3	590,8809	3,4
480,53009	11	1618,165	90,1	1514,744	37,4	590,8809	3,5
480,53009	10,9	1618,165	90,2	1514,744	36,7	590,8809	3,3
480,53009	10,9	1618,165	90,3	1514,744	36,6	590,8809	3,1

h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg)	T4 (°C) = (p4, h4)	h4 in ev
kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h4 = h3		kJ/kg
258,5	0,9618	305,4	291,3	90,31	90,31	6,129	49,06
258,3	0,961	304,5	291	90,44	90,44	6,129	49,06
258,4	0,9628	304,5	291,7	90,44	90,44	5,76	48,47
258,3	0,9623	304,6	291,5	90,18	90,18	5,76	48,47
258	0,96	304,4	290,7	90,31	90,31	5,76	48,47
258	0,9615	304,4	291,2	90,05	90,05	5,76	48,23
257,9	0,961	304,1	291	90,58	90,58	5,76	48,23
257,8	0,9608	304,2	291	90,84	90,84	5,76	48,47
257,6	0,9573	304,2	289,8	90,71	90,71	5,388	48,47
258,1	0,9593	304	290,5	90,44	90,44	5,388	48,59
258,2	0,9596	304,2	290,6	90,58	90,58	5,388	48,71
258,1	0,9593	304,3	290,5	90,31	90,31	5,388	48,47
258,1	0,9593	304,4	290,5	90,05	90,05	5,388	48,23

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		
2,887	3,692	0,802	0,805	0,563	69,936	1,279	3,586
2,881	3,673	0,802	0,793	0,561	70,779	1,275	3,633
2,882	3,673	0,802	0,791	0,571	72,234	1,274	3,643
2,887	3,683	0,802	0,795	0,570	71,706	1,275	3,631
2,879	3,675	0,802	0,797	0,561	70,474	1,277	3,614
2,885	3,683	0,802	0,797	0,570	71,552	1,276	3,620
2,870	3,663	0,802	0,793	0,568	71,645	1,276	3,622
2,862	3,657	0,802	0,795	0,569	71,552	1,278	3,598
2,862	3,661	0,802	0,799	0,552	69,099	1,279	3,581
2,877	3,665	0,802	0,788	0,556	70,588	1,274	3,653
2,875	3,665	0,802	0,789	0,556	70,435	1,274	3,644
2,880	3,673	0,802	0,793	0,556	70,130	1,275	3,632
2,887	3,683	0,802	0,795	0,557	69,978	1,276	3,630

BIODATA PENULIS



Saiful Maulida Irsyad dilahirkan di Samarinda, 19 September 1992 merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Terlahir dari pasangan orangtua terbaik bernama Saifuddin dan Dahlia. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK DDI Samarinda untuk pra-sekolah. Penulis mengawali pendidikan sekolah di SD Negeri 016 Samarinda pada tahun 1998-2004, kemudian melanjutkan pendidikan tingkat pertama di SMP Negeri 2 Samarinda pada tahun 2004-2007 dan melanjutkan pendidikan tingkat menengah atas di SMA Negeri 1 Samarinda pada tahun 2007-2010. Penulis kemudian melanjutkan pendidikan tinggi jenjang Diploma-3 Teknik Mesin di Politeknik Negeri Samarinda dengan konsentrasi bidang manufaktur pada tahun 2010 hingga tahun 2013. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya pada Program Studi S-1 Lintas Jalur dengan peminatan bidang rekayasa termal.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)